



А.С. Красиков
В.И. Сулинов

ОБОРУДОВАНИЕ ОТРАСЛИ

Методические указания
по выполнению курсового проекта для студентов
специальности 250400.62 «Технология деревообработки»

Екатеринбург
2013

МИНОБРНАУКИ РОССИИ

ФГБОУ ВПО «Уральский государственный лесотехнический университет»

Кафедра станков и инструментов

А.С. Красиков

В.И. Сулинов

ОБОРУДОВАНИЕ ОТРАСЛИ

Методические указания

по выполнению курсового проекта для студентов
специальности 250400.62 «Технология деревообработки»

Екатеринбург
2013

Печатается по рекомендации методической комиссии ФМТД.
Протокол № 10 от 6 июня 2012 г.

Рецензент: канд. техн. наук, доцент Л.Г. Швамм

Редактор Р.В. Сайгина
Оператор компьютерной верстки Т.В. Упорова

Подписано в печать 14.05.2013	Поз. 67
Плоская печать	Тираж 10 экз.
Заказ	Цена руб. коп.
Формат 60×84 1/16	
Печ. л. 2,56	

Редакционно-издательский отдел УГЛТУ
Отдел оперативной полиграфии УГЛТУ

ВВЕДЕНИЕ

Курсовое проектирование имеет целью развить навыки самостоятельной работы и научить применять теоретические знания при решении вопросов производственно-технического характера.

Методические указания составлены в соответствии с программой дисциплины «Оборудование отрасли» и предназначены для студентов специальности 250400.62 «Технология деревообработки».

Темой курсового проекта может быть проект нового станка для обработки деталей заданной формы и размеров или проект модернизации известного станка с целью расширения его технологических возможностей или улучшения каких-либо его технических характеристик: повышение надежности, точности базирования, снижения трудозатрат в технологическом процессе и т.д.

Выполняя курсовой проект, студенты приобретают и закрепляют навыки оформления текстовых документов и чертежей с помощью компьютера.

СОДЕРЖАНИЕ И ОБЪЕМ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

Курсовой проект состоит из расчетно-пояснительной записки объемом 25 – 30 страниц и двух листов чертежей.

Расчетно-пояснительная записка включает следующие разделы.

Задание на курсовой проект.

Оглавление.

Введение.

1. Обзор конструкций аналогичных станков.

2. Технологическая часть.

2.1. Разработка технологической схемы.

2.2. Выбор параметров дереворежущего инструмента и подготовка его к работе.

2.3. Расчет режимов резания.

3. Расчетно-конструкторская часть.

3.1. Расчет тягового усилия.

3.2. Разработка кинематической схемы и выбор привода.

3.3. Проектирование узла станка.

4. Техническая характеристика станка.

Заключение.

Библиографический список.

Графическая часть проекта выполняется на листах формата А1 по ГОСТ 2.301-68.

На формате А3 первого листа вычерчивается кинематическая схема проектируемого станка или механизма.

На втором листе формата А1 выполняется сборочный чертеж модернизируемого или вновь проектируемого узла.

В соответствии с ГОСТ 2.108-68 к сборочному чертежу составляется спецификация, выполняемая на отдельных листах формата А4.

На сборочном чертеже должны быть проставлены габаритные, установочные и присоединительные размеры, а также нанесены линии – выноски с номерами позиций от каждой сборочной единицы, детали, стандартного изделия и т.д.

На свободной части листа с кинематической схемой вычерчиваются 3...5 наиболее важных деталей из сборочного чертежа.

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ И СПРАВОЧНЫЕ МАТЕРИАЛЫ К ВЫПОЛНЕНИЮ ОТДЕЛЬНЫХ РАЗДЕЛОВ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

Введение

Во введении кратко излагаются основные цели и задачи проекта, а также дается предварительная оценка ожидаемых результатов осуществляемых в проекте разработок.

1. Обзор конструкций аналогичных станков

Раздел содержит краткую, на 5...6 страницах характеристику известных аналогов (подобных моделей) отечественного и зарубежного производства. При этом указывается назначение станков, и приводятся технологические и (или) кинематические схемы и таблицы технических характеристик [1], [2], [3]. На основании анализа описанных аналогов и полученного задания формулируются основные требования к вновь проектируемому или модернизируемому станку (механизму).

2. Технологическая часть

2.1. Разработка технологической схемы

По результатам обзора конструкций аналогичных станков и в соответствии с полученным заданием на курсовой проект разрабатывается и вычерчивается технологическая схема проектируемого станка [1], [2]. Затем составляются основные технологические и технические характеристики станка, которые будут использоваться в дальнейших расчетах. Мощность механизма резания задается студентом с учетом аналогов, предназначенных для обработки заготовок с заданными размерами.

Технологическая схема показывает взаимное расположение и взаимодействие режущего инструмента, обрабатываемой детали, подающих и базирующих органов. На технологической схеме указывается направление главного движения и движения подачи.

Технологическая схема проектируется с учетом геометрических параметров обрабатываемой детали и требований по точности и шероховатости обработанной поверхности.

2.2. Выбор параметров дереворежущего инструмента и подготовка его к работе

В общем виде дается характеристика применяемого в данном станке инструмента. Затем на основе литературных источников [4], [5], [6] производится выбор инструмента с конкретными угловыми и линейными параметрами. Для выбора параметров инструмента нужно вычертить схему процесса резания. На схеме показывают взаимное расположение заготовки, инструмента и базирующих элементов.

По схеме рассчитывают минимальные размеры инструмента, а затем, учитывая износ и переточки инструмента, по каталогу или ГОСТу выбирают номинальные размеры инструмента, материал, артикул или обозначение для заказа.

2.2.1. Пиление ленточными пилами

Пилы ленточные столярные и делительные изготавливают по ГОСТ 6532-77 из стали 9ХФ трех типов: тип 1 – узкие (столярные), тип 2 – широкие с зубьями нормального профиля, тип 3 – широкие с удлиненной впадиной. Столярные пилы предназначены для прямолинейной и криволинейной продольной и поперечной распиловки древесины на ленточных столярных станках. Делительные пилы предназначены для прямолинейной продольной распиловки пиломатериалов по толщине на ленточнопильных делительных станках.

Схема пиления ленточной пилой показана на рис. 1. Параметры ленточных пил представлены в табл.1. Приняты следующие обозначения:

B – ширина пильной ленты, мм;

S – толщина пилы, мм;

t_z – шаг зубьев, мм;

h – высота зубьев, мм;

γ – передний угол, град.;

β – угол заострения зубьев, град.

Длина пильной ленты, сваренной в кольцо, для станка, мм:

$$L_{\pi} = \pi D + 2L, \quad (1)$$

где D – диаметр пильных шкивов станка, мм;

L – расстояние между шкивами станка, мм.

Толщину пил S выбирают по табл. 1 примерно равной

$$S \approx 0,001D. \quad (2)$$

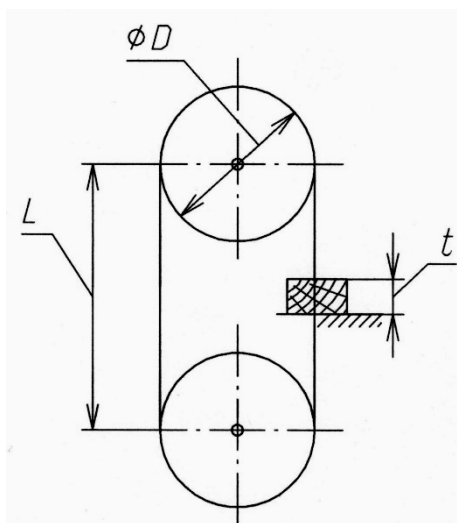


Рис. 1. Пиление ленточной пилой

Таблица 1

Основные параметры ленточных пил по ГОСТ 6532-77

Обозначение	Тип	B	S	t ₃	h	γ	β
Пилы столярные							
3405-0021	1	10	0,6	6	3	5	50
-0022		15					
-0023		20	0,7	8	4		
-0024		30	0,8	10	5		
-0025		40					
-0026		50	0,9	12	6		
3405-0027		60					
Пилы делительные							
3405-0028	2	85	1,0	30	10	20	50
-0029		100					
-0031		125					
-0032		1,2	1,2	50	13	30	45
-0033			1,0				
-0034			1,2				
-0035			150	30	10	20	50
-0037		50		13	30	45	
-0039		175	30	10	20	50	
3405-0042			50	13	30	45	

Пример условного обозначения пилы $B = 20$ мм, $S = 0,7$ мм, $t_3 = 8$ мм:

Пила 3405-0023 ГОСТ 6532-77.

Сварка полотен ленточных пил в кольцо производится с помощью контактной стыковой сварки на сварочных агрегатах. После сварки зона стыка становится хрупкой. Для устранения хрупкости проводят отпуск этой зоны, нагревая её до темно-красного цвета и охлаждая на воздухе. Остывший стык зачищают шлифовальным кругом.

Затем устраняются общие и местные дефекты полотен ленточных пил. У пил шириной 60 мм и более контролируют напряженное состояние полотна пилы и при необходимости пилы вальцуют.

Подготовка зубьев пил к работе включает уширение зубчатого венца разводом (для широких пил может быть использовано плющение) и заточку. Операции развода и заточки ленточных пил аналогичны операциям, описанным далее для круглых пил. Современные заточные станки для столярных ленточных пил могут выполнять обе эти операции одновременно.

Ленточная пила, установленная в станок, должна быть натянута с усилием, обеспечивающим необходимую жесткость полотна. Ленточно-пильные станки имеют указатели степени натяжения пилы.

Ширина пропила определяется по формуле

$$b = S + 2 S', \quad (3)$$

где S' – уширение зубьев на сторону, мм.

Уширение пропила на сторону достигается разводом или плющением зубьев на величину $S' = 0,45 \pm 0,1$ мм. Большие значения для хвойных свежесрубленных пород и меньшие для твердых лиственных пород и мерзлой древесины.

Толщина срезаемого слоя при пилении ленточной пилой

$$a_c = S_z \frac{b}{b_n}, \quad (4)$$

где b_n – ширина лезвия, мм; b – ширина пропила, мм.

2.2.2. Пиление круглыми пилами

Круглые пилы с плоским диском изготавливают по ГОСТ 980-80 из стали 9ХФ. В табл. 2 представлена выборка из ГОСТ980-80.

Тип 1 – для продольной распиловки: исполнение 1 – с ломаной задней гранью (передний угол $\gamma = 35^\circ$, угол заострения $\beta = 40^\circ$); исполнение 2 – с прямолинейной задней гранью ($\gamma = 20^\circ$, $\beta = 40^\circ$).

Тип 2 – для поперечной распиловки: исполнение 1 – для нижнего расположения пилы ($\gamma = 0^\circ$, $\beta = 40^\circ$); исполнение 2 – для верхнего расположения пилы ($\gamma = -25^\circ$, $\beta = 50^\circ$).

Ширина пропила определяется по формуле (3)

$$b = S + 2 S',$$

где S – толщина диска, мм; S' – уширение зубьев на сторону, мм.

Таблица 2

Основные параметры круглых пил

Обозначение	Исполнение профиля	D , мм, наружный	d , мм, посадочный	S , мм, толщина полотна	z – число зубьев пилы
Пилы типа 1 для продольной распиловки					
3420-0361...0362	2	160	32	1,2; 1,4	60
3420-0370...0372	2	200	32	1,2; 1,4; 1,6	60
3420-0162...0165	1	250	32	1,4; 1,6; 1,8	60
3420-0169...0171	1	315	50	1,8; 2,0; 2,2	48
3420-0179...0181	1	360	50	2,0; 2,2; 2,5	48
3420-0183...0185	1	360	50	2,0; 2,2; 2,5	60
3420-0189...0191	1	400	50	2,0; 2,2; 2,5	48
3420-0193...0195	1	400	50	2,0; 2,2; 2,5	60
Пилы типа 2 для поперечной распиловки					
3421-0302...0304	2	250	32	1,4; 1,6; 1,8	96
3421-0305...0307	2	315	50	1,8; 2,0; 2,2	72
3421-0312...0313	2	360	50	2,0; 2,5	72
3421-0151...0153	1	360	50	2,0; 2,2; 2,5	72

Уширение зубчатого венца достигается либо разводом зубьев пилы, либо плющением вершинок зубьев, либо напайкой на зубья пластинок твердого сплава, либо наплавкой на зубья стеллита.

Обычно уширение зубьев на сторону принимается для круглых пил 0,4...0,7 мм, меньшие значения при пилении твердой и сухой древесины, большие – при пилении древесины мягких пород и влажной древесины.

Минимальный диаметр пилы согласно рис. 2 определяют по формуле:

$$D_{min} = 2 (t + r_{\phi} + a_1 + a_2), \quad (5)$$

где t – высота пропила, мм;

r_{ϕ} – радиус зажимных фланцев, мм;

a_1 – зазор между зажимным фланцем и заготовкой, мм;

a_2 – выступ пилы из пропила, мм.

Для круглых пил диаметром $D \leq 360$ мм диаметр зажимных фланцев $d_{\phi} = 100$ мм, для пил $360 \leq D \leq 500$ $d_{\phi} = 125$ мм.

В расчетах принимают для пил с верхним расположением пильного вала $a_1 = 5$ мм, $a_2 = 2...3$ мм, для пил с нижним расположением вала $a_1 = 10...15$ мм, $a_2 = 10...15$ мм.

Рассчитанный диаметр D_{min} увеличивается на 50...100 мм для переточек, и затем параметры пилы уточняют по ГОСТ 980-80 (табл. 2).

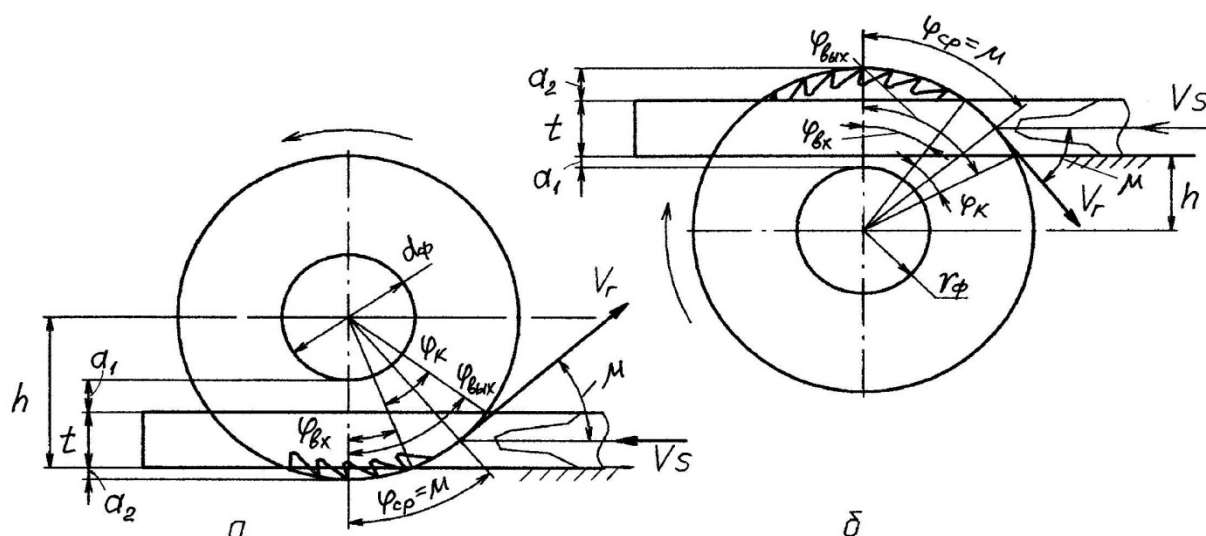


Рис. 2. Продольное пиление дисковой пилой:
а – с верхним расположением пилы;
б – с нижним расположением пилы

Значения углов $\varphi_{вх}$ и $\varphi_{вых}$ при встречной подаче (см. рис. 2) определяются по формулам, приведенным в табл. 3.

Таблица 3

Значения углов $\varphi_{вх}$ и $\varphi_{вых}$ при встречной подаче

Положение пилы	Подача встречная	
	$\varphi_{вх}$	$\varphi_{вых}$
Верхнее	$\arccos \frac{h}{R}$	$\arccos \frac{h-t}{R}$
Нижнее	$\arccos \frac{h+t}{R}$	$\arccos \frac{h}{R}$
R – радиус пилы, мм; h – расстояние от стола до центра пилы, мм.		

Угол контакта зуба пилы с заготовкой

$$\varphi_k = \varphi_{вых} - \varphi_{вх} . \quad (6)$$

Средний угол на дуге контакта $\varphi_{ср}$, равный углу подачи μ , находится на середине дуги контакта

$$\varphi_{ср} = \mu = \frac{\varphi_{вх} + \varphi_{вых}}{2} \quad (7)$$

Длина дуги контакта зуба пилы с заготовкой, мм:

$$l = \frac{2\pi R \varphi_k}{360} = \frac{\pi D \varphi_k}{360} . \quad (8)$$

Среднее значение толщины среза a_c , мм на дуге контакта

$$a_c = S_z \sin \mu = \frac{b}{b_l}, \quad (9)$$

где b_l – ширина лезвия, мм;
 b – ширина пропила, мм;
 μ – угол подачи.

Подготовка круглых пил к работе [3] включает операции: оценку плоскостности и напряженного состояния полотна, правку полотна, проковку (или вальцевание) диска пилы.

Плоскостность оценивается по двум показателям: по прямолинейности диска в различных сечениях и по торцевому (осевому) биению.

Торцевое биение измеряют индикатором при медленном вращении пилы с валом. Измерительный стержень индикатора устанавливают вблизи от окружности впадин зубьев. Предельные отклонения для пил $D \leq 450$ мм не более 0,1 мм.

Отклонения от прямолинейности торцевых поверхностей пил в зоне зажимных фланцев не должны превышать 0,05 мм. Предельная величина торцевого биения пил диаметром $D \leq 360$ мм должна быть не более 0,3 мм.

Подготовка зубьев пил к работе включает [3] насечку, уширение зубчатого венца (разводом или плющением), заточку и фуговку.

Для насечки применяют пилоштампы типа ПШП – 2.

Развод зубьев заключается в отгибе кончиков зубьев поочередно в правую и левую стороны на $1/3 \dots 1/2$ высоты зуба от его вершины.

Заточка пил абразивным кругом заключается в удалении шлифованием с граней зубьев слоя металла, толщина которого достаточна для восстановления их остроты.

Зубья пил затачивают за 4...5 проходов, сошлифовывая за каждый проход слой 0,02...0,05 мм.

Различают следующие варианты заточки: заточка по передней грани, заточка по задней грани. Наиболее экономично вести заточку по третьему варианту, когда снимается припуск по передней и по задней граням.

Среди заточных станков для круглых пил наиболее распространенным является универсальный станок типа ТчПА-3.

2.2.3. Продольное встречное цилиндрическое фрезерование

Фрезы, ножевые головки и ножевые валы применяют в качестве режущего инструмента при цилиндрическом фрезеровании.

Основным режущим элементом сборных фрез, ножевых головок и ножевых валов являются ножи, изготавливаемые по ГОСТ 6567-75 из стали 8Х6НФТ, 8Х4В4Ф1, Х6ВФ или других марок, не уступающих по механическим свойствам и работоспособности перечисленным. Ножи плоские

с прямолинейной режущей кромкой для ножевых головок и ножевых валов имеют ширину 32 и 42 мм и толщину 3 мм. Угол заострения ножа равен $40 \pm 2^\circ$. В зависимости от типа станка применяют ножи длиной 80, 90, 100, 110, 130, 140, 170, 200, 260, 310, 410, 610, 810, 1260 или 1610 мм.

На рис. 3 показаны силы резания и геометрия срезаемого слоя при цилиндрическом фрезеровании.

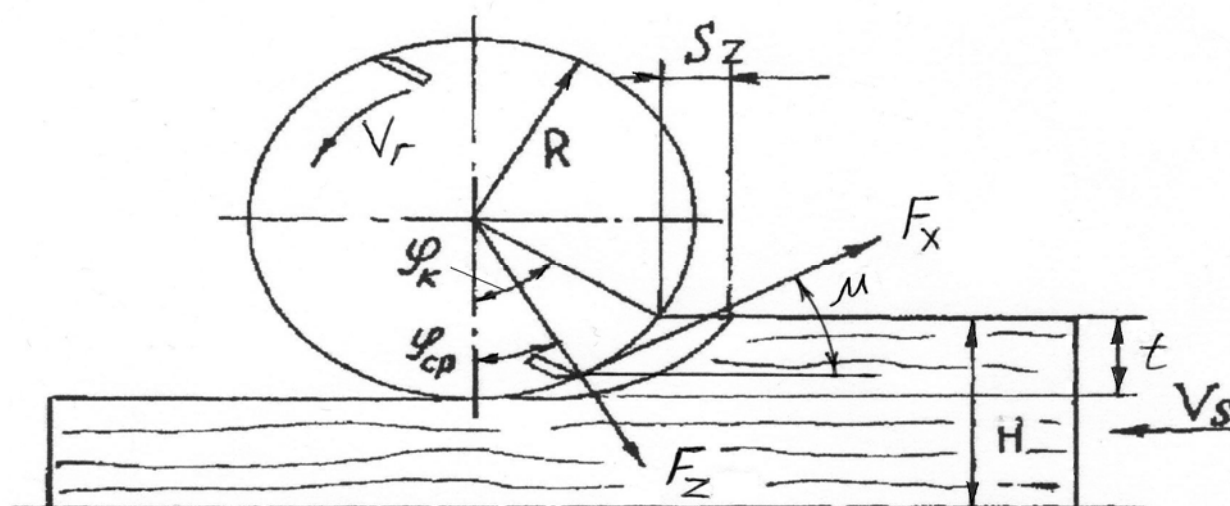


Рис. 3. Силы резания и геометрия срезаемого слоя при цилиндрическом фрезеровании

Угол контакта лезвия с древесиной

$$\varphi_k \approx 115 \sqrt{t/D}. \quad (10)$$

Длина дуги контакта определяется по формуле (8). Среднее значение толщины стружки

$$a_c = S_z \sin \frac{\varphi_k}{2}. \quad (11)$$

Ножи с прямолинейной режущей кромкой затачивают по задней грани на станках типа ТчН. Допускаемая непрямолинейность режущей кромки ножей не должна превышать 0,025 мм на длине 100 мм. После заточки и доводки ножи попарно уравниваются и балансируются.

Наладка сборных фрез состоит в выверке и закреплении режущих элементов в корпусе. В круглых ножевых головках рис. 4 ножи 1 закрепляют в корпусе 2 распорными винтами 3, ввернутыми в прижимной клин 4. Для регулирования положения лезвия ножа по отношению к корпусу внутри корпуса устанавливают либо пружины 5, либо винты 6.

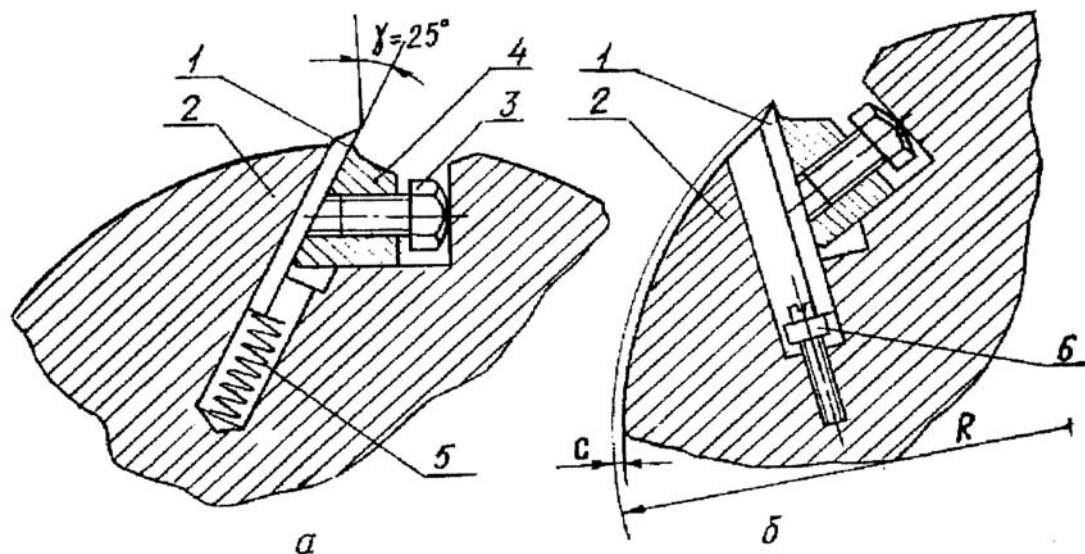


Рис. 4. Варианты установки ножей:
а – при опирании ножей на пружины;
б – при опирании ножей на винты

Выставка ножей «с» должна составлять 1,5...2 мм. При этом режущие кромки всех ножей должны быть установлены параллельно оси вращения с точностью $\leq 0,05$ мм в отношении разницы радиусов резания в одной плоскости сечения, а непараллельность лезвия базовой поверхности стола не должна превышать 0,1 мм на длине 1000 мм.

Ножи выставляют по бруску, линейке или с помощью различных приспособлений. Неточная установка ножей ведет к ухудшению качества обработки. Поэтому рекомендуется проводить выравнивание радиусов резания прифуговкой ножей на рабочем шпинделе станка.

2.3. Расчет режимов резания

На основе принятого варианта технологической схемы и выбранного инструмента производится расчет режимов резания [7], [8]. Режим резания характеризуется параметрами режущего инструмента, взаимной ориентацией инструмента и заготовки, а также параметрами кинематики процесса резания (скоростью резания и подачи).

Скорость главного движения при вращательном движении инструмента

$$V_r = \frac{\pi D n}{60 \cdot 1000}, \quad (12)$$

где n – частота вращения инструмента (пилы, фрезы, ножевого вала, шкива ленточнопильного станка и т.д.), мин^{-1} .

В современных станках скорость главного движения V_r находится в пределах: при пилении рамными пилами – 5...8 м/с, ленточными пилами – 25...50 м/с, круглыми пилами – 50...80 м/с, при фрезеровании – 25...50 м/с, сверлении – 0,5...6 м/с, шлифовании – 15...30 м/с.

Скорость подачи определяется по формуле

$$V_s = \frac{S_z n z}{1000}, \quad (13)$$

где S_z – подача на зуб, мм;

z – количество зубьев (для ленточнопильных станков, количество зубьев, которые можно разместить по окружности шкива).

Зная шаг зубьев t_z , получаем $z = \pi D / t_z$.

С учетом формулы (12) для скорости резания V_r формула (13) может быть записана в виде

$$V_s = 60 V_r \frac{S_z}{t_z}. \quad (14)$$

Скорость подачи, таким образом, зависит от величины подачи на зуб S_z , которая ограничивается рядом факторов, таких как: требуемой шероховатостью обработанной поверхности Rm_{max} , установленной мощностью механизма резания, работоспособностью межзубных впадин, устойчивостью пил и др.

Зависимости подачи на зуб S_z от требуемой шероховатости обработанной поверхности Rm_{max} даны в табл. 4, 5 и 6.

Таблица 4

Шероховатость пропила при пилении ленточными пилами

Подача на зуб S_z , мм	Шероховатость пропила Rm_{max} , мкм		Подача на зуб S_z , мм	Шероховатость пропила Rm_{max} , мкм	
	Твердолист- венные породы	Хвойные породы		Твердолист- венные породы	Хвойные породы
0,10	100/ –	-	0,80	630/410	500/380
0,15	150/100	100/ -	1,00	800/500	670/440
0,20	200/150	150/100	1,20	1000/620	800/500
0,30	250/200	210/150	1,50	1300/800	1000/600
0,40	320/220	270/200	1,80	1450/1000	1200/700
0,60	520/320	340/320	2,00	1600/1200	1400/800

В таблице приведены значения высот неровностей: в числителе для разведенных зубьев, в знаменателе – для плюсовых зубьев.

Таблица 5

Максимальные значения подачи на зуб для разведенных и плющенных зубьев при продольном пилении круглыми пилами

Шероховатость Rm_{\max} , мкм	Подача на зуб $S_{z\lambda}$, мм, для разведенных зубьев		Подача на зуб $S_{z\Delta}$, мм, для плющенных зубьев	
	Угол выхода $\varphi_{\text{вых}}$, град			
	20...50	60...70	20...50	60...70
800	1,0	0,8	1,5	1,2
500	0,8	0,5	1,2	0,75
320	0,3	0,1	0,45	0,15
200	0,1	0,1	0,15	0,15

Таблица 6

Максимальные значения подачи на зуб при продольном цилиндрическом фрезеровании древесины

Высота неровностей Rm_{max} , мкм	Подача на зуб S_z , мм, при диаметре окружности резания D , мм						
	60	80	100	120	140	160	180
50	1,7	2,1	2,3	2,6	2,8	3,0	3,1
100	2,4	2,8	3,2	3,5	3,9	4,1	4,4
200	3,7	4,3	4,8	5,2	5,7	6,1	6,4

Рекомендуемый в проекте режим резания должен быть экономически оптимальным, т.е. таким, чтобы затраты на обработку были минимальными.

Заключительным этапом технологической части является расчет силы и мощности на резание. Расчетные формулы берутся для сосны влажностью 15%, а затем результаты пересчитываются для заданной породы и влажности умножением на поправочные коэффициенты a_n и a_w .

Значение коэффициента, учитывающего породу a_n :

Порода	Липа	Ель	Сосна	Лиственница	Береза	Дуб
a_n	0,8	0,95	1,0	1,1	1,25	1,55

Значение коэффициента, учитывающего влажность a_w :

Влажность, %	5...8	10...15	20...30	50...60	Более 70
a_w	1,1	1,0	0,93	0,89	0,87

Расчет режимов резания рассмотрим на примерах решения трех задач: 1 – пиление ленточными пилами; 2 – продольное пиление круглыми пилами; 3 – продольное цилиндрическое фрезерование.

2.3.1. Пиление ленточными пилами

Исходные данные: сосновые заготовки влажностью $W = 8 \%$, толщиной $t = 50$ мм распиливаются на станке ЛС80, расстояние между центрами шкивов $L = 1500$ мм, частота вращения шкивов $n = 720 \text{ мин}^{-1}$, требуемое качество поверхности распила $Rm_{\max} < 200$ мкм.

Решение.

Длина пильной ленты по формуле (1)

$$L_{\pi} = \pi D + 2L = 3,14 \cdot 800 + 2 \cdot 1500 = 5512 \text{ мм.}$$

Толщина пилы S по формуле (2) $S \approx 0,001D = 0,001 \cdot 800 = 0,8$ мм.

Выбираем пилу по табл. 1: $B = 40$ мм, $S = 0,8$ мм, $t_3 = 10$ мм, $\gamma = 5^\circ$, $\beta = 50^\circ$. Обозначение: Пила 3405-0025 ГОСТ 6532-77.

Ширина пропила по формуле (3)

$$b = S + 2S' = 0,8 + 2 \cdot 0,4 = 1,6 \text{ мм.}$$

Скорость главного движения по формуле (12)

$$V_{\Gamma} = \frac{\pi D n}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 800 \cdot 720}{60000} = 30,15 \text{ м/с.}$$

Подачу на зуб S_z , ограниченную шероховатостью пропила Rm_{\max} , найдем по табл. 4. $S_z = 0,3$ мм, тогда скорость подачи по формуле (14)

$$V_s = 60 V_{\Gamma} \frac{S_z}{t_3} = 60 \cdot 30,15 \cdot 0,3 / 10 = 54,3 \text{ м/мин.}$$

Данное значение V_s проверяем по фактору переполнения межзубных впадин:

$$S_{z2} = t_3^2 / (6t), \quad (15)$$

где t_3 – шаг зубьев пилы, мм;

t – высота пропила, мм.

$S_{z2} = 10^2 / (6 \cdot 50) = 0,33$ мм. Таким образом, $S_{z2} > S_z$ и ранее определенное значение $V_s = 54$ м/мин можно считать корректным.

Фиктивная сила резания для древесины сосны, Н/мм

$$p = 3,924 + 3,23 \sin^{1,25} \varphi_{\theta}, \quad (16)$$

где φ_{θ} – угол встречи (перерезания волокон), град.

При $\varphi_{\theta} = 90^\circ$, $p = 7,154$ Н/мм.

Касательное давление стружки на переднюю грань зуба при торцовом резании k , МПа

$$k = 0,549\delta + 0,196 V_1 - 19,6, \quad (17)$$

где $\delta = 90 - \gamma = 90 - 5 = 85$ – угол резания;

при $V_r < 50$ м/с, $V_l = 90 - V_r$, иначе $V_l = V_r$, $V_l = 90 - 30,15 = 59,45$ м/с.

Таким образом,

$$k = 0,549 \cdot 85 + 0,196 \cdot 59,45 - 19,6 = 38,7 \text{ МПа.}$$

Коэффициент затупления

$$\alpha_p = 1 + \frac{0,2\Delta_p}{\rho_o}, \quad (18)$$

где ρ_o – начальная острота, при пилениях $\rho_o = 10$ мкм;

Δ_p – приращение затупления резца за время резания T (мин) до переточки пил, мкм

$$\Delta_p = \gamma_\Delta \frac{tnTk_k k_n}{1000(1 + \frac{2L}{\pi D})}, \quad (19)$$

где γ_Δ – величина затупления режущей кромки на 1 м пути в древесине, для стали 9ХФ $\gamma_\Delta = 0,001$ мкм/м;

k_n – коэффициент использования рабочего времени;

k_u – коэффициент использования станочного времени.

$$\Delta_p = 0,001 \frac{50 \cdot 720 \cdot 400 \cdot 0,9 \cdot 0,8}{1000(1 + \frac{2 \cdot 1800}{\pi \cdot 14800})} = 4,73 \text{ мкм}, \quad \alpha_p = 1 + \frac{0,2 \cdot 4,73}{10} = 1,095.$$

Касательная сила резания одним зубом при $S_z > 0,1$ мм, H

$$F_{x \text{ зуб}} = a_n a_w [\alpha_p p b_l + S_z (k b_l + \alpha t)], \quad (20)$$

где b_l – ширина лезвия, $b_l = S = 0,8$ мм; b – ширина пропила, мм; p – фиктивная сила резания для древесины сосны, Н/мм; k – касательное давление стружки на переднюю грань зуба, МПа; α – касательное давление на зуб пилы от трения стружки в пропилах; для разведенных зубьев $\alpha = 0,25$ МПа, для плющенных – $\alpha = 0,20$ МПа; t – высота пропила, мм.

После подстановки получим:

$$F_{x \text{ зуб}} = 1,0 \cdot 1,1 \cdot [1,095 \cdot 7,154 \cdot 0,8 + 0,3(38,7 \cdot 1,6 + 0,25 \cdot 50)] = 31,45 \text{ Н.}$$

Средняя касательная сила резания:

$$F_x = F_{x \text{ зуб}} \frac{t}{t_s} = \frac{31,45 \cdot 50}{10} = 157,3 \text{ Н.}$$

Мощность, затрачиваемая на резание:

$$P = \frac{F_x V}{1000} = \frac{157,3 \cdot 30,15}{1000} = 4,74 \text{ кВт.}$$

Полученное значение мощности превышает паспортную мощность станка ЛС80. В рассматриваемом примере расчет велся из условия максимальной по шероховатости пропила скорости $V_s = 54$ м/мин. Максимально допустимую скорость подачи для установленной мощности электродвигателя станка можно определить, решая обратную задачу.

2.3.2. Продольное пиление круглыми пилами

Исходные данные: берёзовые заготовки влажностью $W = 15\%$, толщиной $t = 45$ мм распиливаются на круглопильном станке со встречной подачей и нижним расположением пильного вала, высота стола над центром пилы $h = 90$ мм, скорость резания $V_r = 45$ м/с, требуемое качество поверхности распила $Rm_{\max} \leq 320$ мкм.

Решение.

Минимальный диаметр пилы определяем согласно рис. 2,б по формуле (5). При этом $r_\phi = 50$ мм, $a_1 = 10$ мм, $a_2 = 15$ мм.

$$D_{\min} = 2(t + r_\phi + a_1 + a_2) = 2(45 + 50 + 10 + 15) = 240 \text{ мм.}$$

По табл. 2, с учетом запаса на переточку, выбираем пилу тип 1, исполнение 1, $D = 315$ мм, $d = 50$ мм, $S = 1,8$ мм, $z = 48$, $\gamma = 35^\circ$, $\beta = 40^\circ$.

Обозначение: *Пила 3420-0169 ГОСТ 980-80.*

Развод (уширение) зубьев примем $S' = 0,5$ мм. Тогда, по формуле (3), ширина пропила будет

$$b = S + 2S' = 1,8 + 2 \cdot 0,5 = 2,8 \text{ мм.}$$

Углы контакта определим по табл. 3 и формулам (6), (7)

$$\varphi_{\text{вх}} = \arccos \frac{h+t}{R} = \arccos \frac{90+45}{157,5} = 31^\circ,$$

$$\varphi_{\text{вых}} = \arccos \frac{h}{R} = \arccos \frac{90}{157,5} = 55,15^\circ,$$

$$\varphi_k = \varphi_{\text{вых}} - \varphi_{\text{вх}} = 55,15^\circ - 31^\circ = 24,15^\circ,$$

$$\varphi_{\text{ср}} = \mu = \frac{\varphi_{\text{вх}} + \varphi_{\text{вых}}}{2} = \frac{31^\circ + 55,15^\circ}{2} = 43,1^\circ.$$

Длина дуги контакта пилы с заготовкой по формуле (8)

$$l = \frac{2\pi R \varphi_k}{360} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 157,5 \cdot 24,15}{360} = 66,4 \text{ мм.}$$

Максимально допустимую подачу на зуб S_z , ограниченную требованием к шероховатости поверхности, найдем по табл. 5. При $Rm_{\max} \leq 320$ мкм и $\varphi_{\text{вых}} = 55^\circ$ интерполированием находим $S_z = 0,2$ мм.

Зная скорость главного движения и диаметр пилы, из формулы (12) выразим и определим частоту вращения пильного вала

$$n = \frac{60\,000 \cdot V_r}{\pi D} = \frac{60\,000 \cdot 45}{3,14 \cdot 315} = 2730 \text{ мин}^{-1}.$$

Скорость подачи определим по формуле (13)

$$V_s = \frac{S_z n z}{1000} = 0,2 \cdot 2730 \cdot 48 / 1000 = 26,2 \text{ м/мин.}$$

Среднее значение толщины стружки на дуге контакта по формуле (9)

$$a_c = S_{\Sigma} \sin \mu \cdot \frac{b}{b_{\Sigma}} = 0,2 \cdot \sin 43,1^{\circ} \cdot \frac{2,8}{1,8} = 0,21 \text{ мм.}$$

Фиктивная сила резания для древесины сосны по формуле (16)

$$p = 3,924 + 3,23 \sin^{1,25} \varphi_{\epsilon},$$

где φ_{ϵ} – угол встречи режущей кромки с волокнами, при продольном пилении принимают $\varphi_{\epsilon} = \varphi_{\text{ср}} = \mu$. У нас $\varphi_{\epsilon} = \varphi_{\text{ср}} = \mu = 43,1^{\circ}$, следовательно

$$p = 3,924 + 3,23 \sin^{1,25} 43,1^{\circ} = 5,93 \text{ Н/мм.}$$

Касательное давление стружки на переднюю грань зуба для продольно-торцового резания сосны k , МПа

$$k = 0,196\delta + 0,069 V_1 - 5,4 + (0,354\delta + 0,127 V_1 - 14,22) \sin^{1,25} \varphi_{\epsilon}, \quad (21)$$

где $\delta = 90 - \gamma = 90 - 35 = 55$ – угол резания;

при $V_r < 50$ м/с, $V_1 = 90 - V_r$, иначе $V_1 = V_r$, $V_1 = 90 - 45 = 45$ м/с.

Таким образом,

$$k = 0,196 \cdot 55 + 0,069 \cdot 45 - 5,4 + (0,35 \cdot 55 + 0,127 \cdot 45 - 14,22) \sin^{1,25} 43,1^{\circ} = 15,83 \text{ МПа.}$$

Приращение затупления резца Δ_p , мкм

$$\Delta_p = \frac{\gamma_{\Delta} \ln T k_n k_u}{1000}, \quad (22)$$

где γ_{Δ} – величина затупления режущей кромки на 1 м пути в древесине, для стали 9ХФ $\gamma_{\Delta} = 0,001$ мкм/м;

T – время между переточками пилы, примем $T = 210$ мин;

k_n – коэффициент использования рабочего времени;

k_u – коэффициент использования станочного времени.

$$\Delta_p = \frac{0,001 \cdot 66,4 \cdot 2730 \cdot 210 \cdot 0,9 \cdot 0,9}{1000} = 27,4 \text{ мкм.}$$

Коэффициент затупления α_p по формуле (18)

$$\alpha_p = 1 + \frac{0,2\Delta_p}{\rho_{\alpha}} = 1 + \frac{0,2 \cdot 27,4}{10} = 1,55.$$

Касательная сила резания при пилении одним зубом $F_{x \text{ зуб}}$, Н:
для макрослоев ($a_c \geq 0,1$ мм)

$$F_{x \text{ зуб}} = a_{\text{п}} a_{\text{w}} a_{\epsilon} [\alpha_p p + a_c (k + at/b)] b_{\text{л}}, \quad (23)$$

для микрослоев ($a_c < 0,1$ мм)

$$F_{x \text{ зуб}} = a_{\text{п}} a_{\text{w}} a_{\epsilon} [\alpha_p p + 0,1 (k + at/b)] (1 - a_c^2/\lambda + 0,2a_c/\lambda - 0,01/\lambda) b_{\text{л}}, \quad (24)$$

где a_e – коэффициент вида пиления (встречное $a_e = 1$, попутное $a_e = 1,1$); p – фиктивная сила резания, Н/мм; k – касательное давление стружки на переднюю грань зуба, МПа; α – касательное давление на зуб пилы от трения стружки в пропиле (для разведенных зубьев $\alpha = 0,7$ МПа, для плющенных $\alpha = 0,6$ МПа); t – высота пропила, мм; b_n – ширина лезвия, мм; b – ширина пропила, мм; a_c – толщина стружки, мм, λ – коэффициент: $\lambda = \rho^2 + 0,2\rho + 0,01$; ρ – радиус закругления режущей кромки, мм, $\rho = \rho_0 + \Delta\rho$; ρ_0 – начальная острота, при пилении $\rho_0 = 10$ мкм.

У нас $a_c > 0,1$ мм. После подстановки получим:

$$F_{x \text{ зуб}} = 1,0 \cdot 1,1 \cdot 1 \cdot [1,55 \cdot 5,93 + 0,21 (15,83 + 0,7 \cdot 45/2,8)] \cdot 1,8 = 29,46 \text{ Н.}$$

Шаг зубьев пилы $t_z = \pi D/z = 3,14 \cdot 315/48 = 20,6$ мм.

Средняя касательная сила резания на дуге контакта

$$F_x = F_{x \text{ зуб}} \frac{l}{t_z} = \frac{29,46 \cdot 66,4}{20,6} = 95,0 \text{ Н.}$$

Мощность, затрачиваемая на резание:

$$P = \frac{F_x V}{1000} = \frac{95 \cdot 45}{1000} = 4,28 \text{ кВт.}$$

Радиальная составляющая силы резания F_z , Н:

для макрослоев ($a_c \geq 0,1$ мм)

$$F_z = a_n a_w a_s b_n \frac{l}{t_z} \left[0,5 \alpha_p^2 \left(\alpha_p p + 0,1 \left(k + \frac{\alpha t}{b} \right) \right) \frac{\rho}{\rho + 50} - (a_c - 0,1) \left(k + \frac{\alpha t}{b} \right) t g(\gamma - \varphi) \right], \quad (25)$$

для микрослоев ($a_c < 0,1$ мм)

$$F_z = a_n a_w a_s b_n \frac{l}{t_z} 0,5 \alpha_p^2 \left[\alpha_p p + 0,1 \left(k + \frac{\alpha t}{b} \right) \right] \frac{\rho}{\rho + 50}, \quad (26)$$

где γ – передний угол; φ – угол трения, принимают $\varphi = 17^\circ$.

У нас $a_c > 0,1$ мм. После подстановки получим:

$$F_z = 1,0 \cdot 1,1 \cdot 1 \cdot 1,8 \cdot \frac{66,4}{20,6} \left[0,5 \cdot 1,55^2 \left(1,55 \cdot 5,93 + 0,1 \left(15,83 + \frac{0,7 \cdot 45}{2,8} \right) \right) \frac{10 + 27,4}{10 + 27,4 + 50} - (0,21 - 0,1) \left(15,83 + \frac{0,7 \cdot 45}{2,8} \right) t g(35 - 17) \right] = 32,86 \text{ Н.}$$

Схема действия сил резания показана на рис. 5. Алгебраическая сумма вертикальных проекций сил F_x и F_z составит силу F_2 , нормальную к подаче:

$$F_2 = F_x \sin \mu - F_z \cos \mu, \quad (27)$$

$$F_2 = 95,0 \sin 43,1^\circ - 32,86 \cos 43,1^\circ = 40,92 \text{ Н,}$$

где μ – угол подачи.

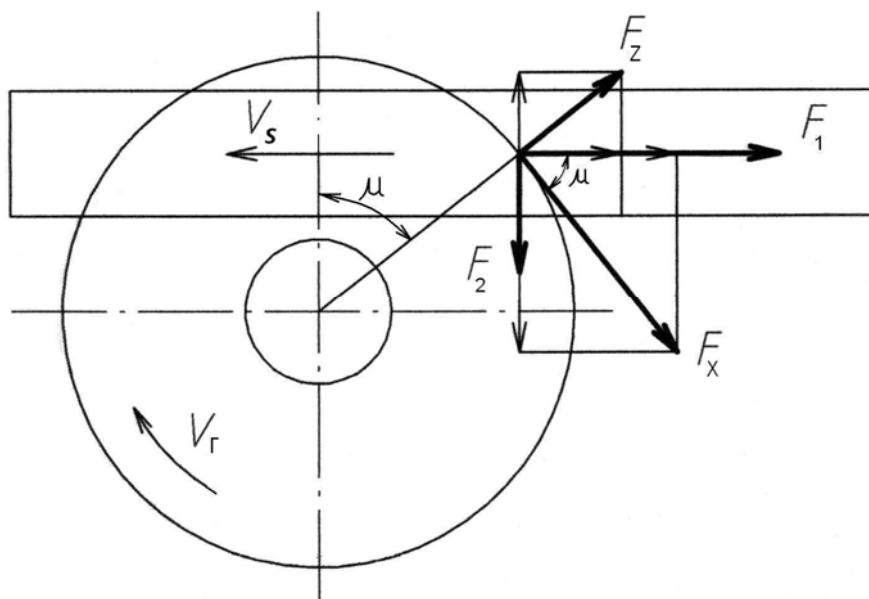


Рис. 5. Схема действия сил резания при пилении

Если сила F_2 имеет отрицательный знак, то имеет место эффект отбрасывания заготовки, при положительном значении F_2 – эффект затягивания.

Проекции сил F_x и F_z на направление подачи дают силу сопротивления подаче F_1 , Н:

$$F_1 = F_x \cos \mu + F_z \sin \mu . \quad (28)$$

$$F_1 = 95 \cos 43,1^\circ + 32,86 \sin 43,1^\circ = 91,82 \text{ Н.}$$

Силы F_1 и F_2 учитываются при расчете механизмов подачи.

2.3.3. Продольное встречное цилиндрическое фрезерование

Исходные данные: сосновые заготовки шириной $b = 120$ мм, влажностью $W = 10\%$, обрабатываются на фуговальном станке типа СФА, глубина фрезерования $t = 1,5$ мм (см. рис. 3). Диаметр окружности резания ножевого вала $D = 128$ мм, число ножей $z = 3$, угол резания $\delta = 60^\circ$, начальная острота ножей $\rho_0 = 5$ мкм, время работы инструмента между переточками $T = 400$ мин. Качество обрабатываемой поверхности $Rm_{\max} \leq 60$ мкм.

Решение.

Скорость главного движения принимаем из рекомендуемого диапазона скоростей $V_s \approx 35$ м/с.

Частота вращения ножевого вала, выраженная из формулы (12)

$$n = \frac{60000 \cdot V}{\pi \cdot D} = \frac{60000 \cdot 35}{3,14 \cdot 128} = 5225 \text{ мин}^{-1}.$$

Угол контакта лезвия с древесиной по формуле (10)

$$\varphi_k \approx 115 \sqrt{t/D} = 115 \sqrt{1,5/128} = 12,45^\circ.$$

Длина дуги контакта по формуле (8)

$$l = \frac{\pi D \varphi_k}{360} = \frac{3,14 \cdot 128 \cdot 12,45}{360} = 13,9 \text{ мм.}$$

Максимальная подача на зуб с ограничением по шероховатости поверхности $Rm_{\max} \leq 60$ мкм, при диаметре окружности резания 128 мм, находится по табл.6 методом интерполирования

$$S_x = 2,6 + \frac{3,5-2,6}{100-50} \cdot (60 - 50) = 2,8 \text{ мм.}$$

Среднее значение толщины стружки по формуле (11)

$$a_c = S_x \sin \frac{\varphi_k}{2} = 2,8 \cdot \sin \frac{12,45}{2} = 0,3 \text{ мм.}$$

Прирост затупления ножей за время работы до заточки Δ_ρ , мкм

$$\Delta_\rho = \frac{\gamma_\Delta \ln T k_n k_n}{1000} = \frac{0,0008 \cdot 13,9 \cdot 5225 \cdot 400 \cdot 0,9 \cdot 0,9}{1000} = 18,8 \text{ мкм.}$$

Коэффициент затупления α_ρ по формуле (18)

$$\alpha_\rho = 1 + \frac{0,2 \Delta_\rho}{\rho_0} = 1 + \frac{0,2 \cdot 18,8}{5} = 1,75.$$

Фиктивная сила резания для древесины сосны при фрезеровании

$$\rho = 1,57 + 3,23 \sin^{1,25} \varphi_0, \quad (29)$$

где φ_0 – угол встречи режущей кромки с волокнами, при фрезеровании принимают $\varphi_0 = \mu = \varphi_k/2$. У нас $\varphi_0 = \mu = 12,45/2 = 6,22^\circ$, следовательно

$$\rho = 1,57 + 3,23 \sin^{1,25} 6,22^\circ = 1,77 \text{ Н/мм.}$$

Касательное давление стружки на переднюю грань по формуле (21)

$$\begin{aligned} k &= 0,196\delta + 0,069 V_l - 5,4 + (0,354\delta + 0,127 V_l - 14,22) \sin^{1,25} \varphi_0 = \\ &= 0,196 \cdot 60 + 0,069 \cdot (90 - 35) - 5,4 + (0,35 \cdot 60 + 0,127 \cdot (90 - 35) - \\ &\quad - 14,22) \sin^{1,25} 6,22^\circ = 11,01 \text{ МПа.} \end{aligned}$$

Средняя касательная сила резания при фрезеровании, приходящаяся на один резец $F_{x \text{ зуб}}$, Н:

для макрослоев ($a_c \geq 0,1$ мм)

$$F_{x \text{ зуб}} = a_n a_w (\alpha_\rho \rho + k a_c) b, \quad (30)$$

для микрослоев ($a_c < 0,1$ мм)

$$F_{x \text{ зуб}} = a_n a_w (\alpha_p p + 0,1k) (1 - a_c^2/\lambda + 0,2a_c/\lambda - 0,01/\lambda) b. \quad (31)$$

Обозначения в формулах (30) и (31) такие же, как в (23) и (24).

У нас $a_c = 0,3 > 0,1$, следовательно

$$F_{x \text{ зуб}} = 1,0 \cdot 1,0 \cdot (1,75 \cdot 1,77 + 11,01 \cdot 0,3) \cdot 120 = 768 \text{ Н.}$$

Средняя касательная сила резания за оборот фрезы

$$F_x = F_{x \text{ зуб}} \frac{l}{t_1} = F_{x \text{ зуб}} \frac{l_x}{\pi D} = 768 \cdot \frac{13,93}{3,14 \cdot 128} = 79,68 \text{ Н.}$$

Мощность на резание

$$P = \frac{F_x V}{1000} = \frac{79,68 \cdot 35}{1000} = 2,79 \text{ кВт.}$$

Радиальная составляющая силы резания F_z , Н:

для макрослоев ($a_c \geq 0,1$ мм)

$$F_z = a_n a_w b \frac{l_x}{\pi D} \left[(\alpha_p p + 0,1k) \frac{0,5\rho\alpha_p^2}{\rho+50} - k(a_c - 0,1) \operatorname{tg}(\gamma - \varphi) \right], \quad (32)$$

для микрослоев ($a_c < 0,1$ мм)

$$F_z = a_n a_w b \frac{l_x}{\pi D} [\alpha_p p + 0,1k] \frac{0,5\rho\alpha_p^2}{(\rho+50)}, \quad (33)$$

где γ – передний угол; φ – угол трения, принимают $\varphi = 17^\circ$;

$\rho = \rho_0 + \Delta\rho$; ρ_0 – начальная острота, при фрезеровании $\rho_0 = 5$ мкм.

У нас $a_c = 0,3 > 0,1$ мм. После подстановки получим:

$$F_z = 1 \cdot 1 \cdot 120 \cdot \frac{13,93}{\pi \cdot 128} \left[(1,75 \cdot 1,77 + 0,1 \cdot 15,8) \frac{0,5(5+18,8)1,75^2}{(5+18,8)+50} - 15,83(0,3 - 0,1) \operatorname{tg}(30 - 17) \right] = 19,7 \text{ Н.}$$

Проектируя касательную и радиальную силы резания на вертикаль, найдем нормальную к подаче составляющую сил резания F_2 , формула (27)

$$F_2 = F_x \sin \mu - F_z \cos \mu = 79,68 \sin 6,22 - 19,7 \cos 6,22 = -10,95 \text{ Н.}$$

Отрицательное значение F_2 показывает, что обрабатываемая заготовка отталкивается от фрезы, при положительном значении F_2 имеет место эффект затягивания заготовки.

Сопротивление подаче F_1 найдем, проектируя силы F_x и F_z на горизонталь, формула (28)

$$F_1 = F_x \cos \mu + F_z \sin \mu = 79,68 \cos 6,22 + 19,7 \sin 6,22 = 81,35 \text{ Н.}$$

3. Расчетно-конструкторская часть

В этом разделе проекта выполняется расчет тягового усилия механизма подачи, обосновывается выбор привода, разрабатывается кинематическая схема станка, выполняется кинематический расчет, проектируется один из узлов станка и рассчитываются основные детали на механическую прочность.

3.1. Расчет тягового усилия

Расчет тягового усилия начинают с вычерчивания расчетной технологической схемы. На схеме показывают сопротивление подаче F_1 , нормальную к подаче составляющую сил резания F_2 , силы прижима, силы трения и сцепления. Затем составляется уравнение тягового усилия. Решая это уравнение, определяют давление прижимных элементов и усилия тяги.

На рис. 6 приведены расчетные схемы механизмов подачи с фрикционной связью.

Для обеспечения подачи заготовки необходимо, чтобы тяговое усилие F_T было выше расчетного значения усилия сопротивления подаче F_c [2],

$$F_T = \alpha F_c, \quad (34)$$

где α – коэффициент запаса ($\alpha = 1,3 \dots 1,5$).

В общем виде тяговое усилие при участии одного вальца будет

$$F_T = Q\varphi, \quad (35)$$

где φ – коэффициент сцепления вальца с древесиной (для гладкого вальца $\varphi \approx 0,4$, рифленого $\varphi = 0,45$, обрешиненного $\varphi = 0,7$);

Q – усилие прижима подающего вальца, Н.

Пример 1

На фуговальном станке (рис. 6, а) обрабатывается заготовка весом $G = 50$ Н, сопротивление к подаче $F_1 = 80$ Н, сила $F_2 = 40$ Н, скорость подачи $V_s = 12$ м/мин. Вальцы обрешиненные $\varphi = 0,7$. Коэффициент трения заготовки по столу $f = 0,3$. Определить величину тягового усилия F_T и мощность на подачу P_n .

Решение. Тяговое усилие $F_T = Q\varphi$. Усилие сопротивления подаче

$$F_c = F_1 + (G - F_2)f.$$

Подставим найденные F_T и F_c в уравнение (34)

$$Q \cdot \varphi = \alpha [F_1 + (G - F_2)f].$$

Определим из полученного уравнения Q , приняв $\alpha = 1,3$

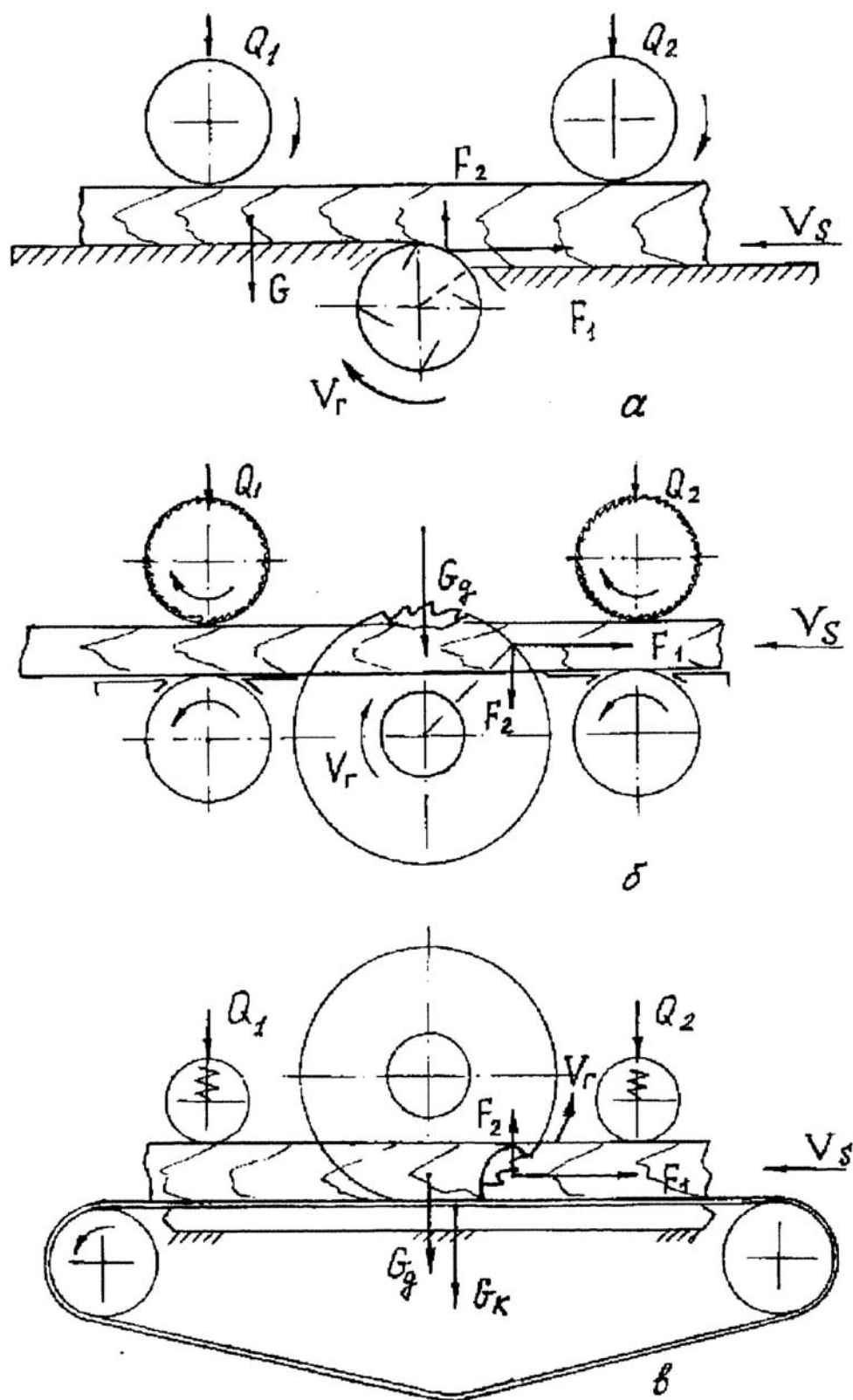


Рис.6. Схемы сил при подаче:
a – на фуговальном станке; *б* – на круглопильном станке типа ЦА;
в – на круглопильном станке типа ЦДК

$$Q = \frac{\alpha[F_1 + (G + F_2)f]}{\varphi - \alpha f} = \frac{1,3[80 + (50 - 40) \cdot 0,3]}{0,7 - 1,3 \cdot 0,3} = \text{Н.}$$

Тяговое усилие $F_T = Q\varphi = 348 \cdot 0,7 = 243,6 \text{ Н.}$

Мощность на подачу без учета КПД передачи

$$P_{\Pi} = \frac{F_T \cdot V_s}{60000} = \frac{243,6 \cdot 12}{60000} = \text{кВт.}$$

Пример 2

На круглопильном станке типа ЦА (рис. 6, б) распиливается заготовка весом $G_d = 150 \text{ Н}$, составляющие сил резания $F_1 = 180 \text{ Н}$; $F_2 = 50 \text{ Н}$. Нижние вальцы приводные гладкие, $\varphi_1 = 0,4$, верхние вальцы приводные рифленые, $\varphi_2 = 0,45$. Коэффициент трения заготовки по столу $f = 0,3$. Скорость подачи $V_s = 40 \text{ м/мин}$. Определить F_T и P_{Π} .

Решение. Примем условие, что наибольшее давление вальцов будет тогда, когда силы сопротивления преодолеваются только передней или только задней парой вальцов.

В этом случае условие равновесия между тяговыми силами и силами сопротивления подаче можно представить в следующем виде:

$$(Q + \frac{G_d}{2})\varphi_1 + Q\varphi_2 = \alpha[F_1 + (G_d + F_2)f],$$

отсюда давление со стороны вальцов

$$Q = \frac{\alpha[F_1 + (G_d + F_2)f] - \frac{G_d}{2}\varphi_1}{\varphi_1 + \varphi_2} = \frac{1,3[180 + (150 + 50) \cdot 0,3] - \frac{150}{2} \cdot 0,4}{0,4 + 0,45} = 332 \text{ Н,}$$

тяговое усилие $F_T = (Q + \frac{G_d}{2})\varphi_1 + Q\varphi_2 = (332 + \frac{150}{2})0,45 + 332 \cdot 0,45 = 333 \text{ Н.}$

Мощность на подачу без учета КПД передачи

$$P_{\Pi} = \frac{F_T \cdot V_s}{60000} = \frac{333 \cdot 40}{60000} = 0,222 \text{ кВт.}$$

Пример 3

На круглопильном станке с верхним расположением пильного вала типа ЦДК (рис. 6, в) обрабатывается заготовка весом $G_d = 150 \text{ Н}$, составляющие сил резания $F_1 = 180 \text{ Н}$, $F_2 = 50 \text{ Н}$. Верхние вальцы не приводные, играют роль прижима. Подача осуществляется цепным конвейером с весом рабочей ветви $G_k = 350 \text{ Н}$. Коэффициент трения чугун-текстолит $f_1 = 0,12$. Скорость подачи $V_s = 24 \text{ м/мин}$, коэффициент сцепления конвейера с древесиной $\varphi = 0,45$.

Решение. Условие равновесия между тяговыми силами и силами сопротивления подаче при $Q_1 = Q_2 = Q$

$$(Q + \frac{G_d}{2} - F_2)\varphi = \alpha[F_1 + (\frac{G_d}{2} + G_k - F_2 + Q)f_1 + Q\mu],$$

где μ – приведенный коэффициент сопротивления вальца (качения по древесине и скольжения в подшипнике), м, $\mu = \frac{2k + f d_0}{D_s}$;

k – коэффициент трения качения, $k \approx 0,002$ м;

$f = 0,05$ для подшипника качения;

$d_o = (1/5 \dots 1/6) D_b$ – диаметр оси вальца;

D_b – диаметр вальца, примем $D_b = 0,12$ м.

$$\mu = \frac{2 \cdot 0,002 + 0,05 \cdot 0,02}{0,12} = 0,04.$$

После решения уравнения относительно Q получим

$$Q = \frac{\alpha [F_1 + (\frac{G_D}{2} + G_K - F_2) f_1]}{\varphi - \alpha (f_1 + \mu)} = \frac{1,3 [180 + (150/2 + 350 - 50) \cdot 0,12]}{0,45 - 1,3 \cdot (0,12 + 0,04)} = 1209 \text{ Н.}$$

Тяговое усилие $F_T = (Q + \frac{G_D}{2} - F_2) \varphi = (1209 + 75 - 50) \cdot 0,45 = 555 \text{ Н.}$

Мощность на подачу без учета КПД

$$P_{\pi} = \frac{F_T \cdot v_s}{60000} = \frac{555 \cdot 24}{60000} = 0,222 \text{ кВт.}$$

Фактическая установленная мощность в механизмах подачи рассматриваемых станков почти на порядок выше. Это объясняется тем, что в приведенных расчетах учитывались статические силы сопротивлений без учета динамики пусковых моментов и реальных значений КПД всего передаточного механизма.

3.2. Разработка кинематической схемы и выбор привода

Кинематические схемы выполняются по ГОСТ 2.703-68 с помощью условных графических обозначений по ГОСТ 2.770-68 и показывают способ передачи движения от двигательных механизмов к исполнительным механизмам. При передаче движения может изменяться скорость, траектория и направление движения, а также регулироваться скорость в заданном диапазоне.

Каждому кинематическому элементу, изображенному на схеме, как правило, присваивают порядковый номер, начиная от источника движения. Валы нумеруют римскими цифрами, остальные элементы нумеруют только арабскими цифрами. Порядковый номер элемента проставляют на полке линии-выноски. Под полкой линии-выноски указывают основные характеристики и параметры кинематического элемента.

Разработка варианта кинематической схемы проектируемого станка выполняется с учетом конкретного задания на курсовой проект и выполненных технологических расчетов. Мощности двигателей механизмов резания и подачи принимаются согласно обзору конструкций аналогичных станков для подобных параметров заготовок.

После вычерчивания принципиальной кинематической схемы, выполняется кинематический расчет [9]. Определяется общее передаточное число кинематической цепи

$$u = \frac{n_{дв}}{n_{ро}} = u_1 \cdot u_2 \cdot \dots \cdot u_n, \quad (36)$$

где $n_{дв}$, $n_{ро}$ – частота вращения соответственно двигательного механизма и рабочего органа, мин^{-1} ;

u_1 , u_2 , u_n – передаточные числа первой, второй и последней кинематической пары.

Передаточное число кинематической пары может быть определено как отношение диаметра ведомого d_2 к диаметру ведущего d_1 шкива ременной передачи или отношение числа зубьев ведомой z_2 шестерни (звездочки) к числу ведущей z_1 шестерни (звездочки) для зубчатой (цепной) передачи и т.д.

Частота вращения инструмента определяется по формуле

$$n_{и} = \frac{60000 \cdot V_r}{\pi \cdot D}, \quad (37)$$

а частота вращения подающего вальца по формуле

$$n_{в} = \frac{1000 \cdot V_s}{\pi \cdot d}, \quad (38)$$

где V_r – скорость резания, м/с; V_s – скорость подачи, м/мин;

D – диаметр инструмента, мм; d – диаметр вальца, мм.

С учетом полученных значений частоты вращения рабочего органа выбирается частота приводного электродвигателя. При этом в порядке предпочтения рекомендуется применять асинхронные трехфазные электродвигатели единой серии 4А с частотами вращения магнитного поля 3000, 1500, 1000, 750 мин^{-1} . Фактическая частота вращения электродвигателя несколько меньше и определяется по справочнику, например [10].

Если для привода механизма резания требуется частота вращения, отличающаяся от частоты вращения электродвигателя, следует между валом двигателя и рабочим органом механизма резания установить ременную передачу.

Частоту вращения рабочего органа механизма подачи (валец, звездочка гусеницы и т.д.) в сравнении с частотой вращения приводного электродвигателя, как правило, приходится снижать. Для этого применяются ременные передачи, редукторы, а непосредственно перед рабочим органом – цепные и зубчатые передачи [11].

Для ступенчатого регулирования скорости подачи используются многоскоростные асинхронные электродвигатели, коробки скоростей, ступенчатые шкивы.

Для бесступенчатого регулирования скорости подачи применяются асинхронные электродвигатели с преобразователями частоты, механические вариаторы, гидродвигатели.

Определив общее передаточное число, его разбивают на передаточные числа участвующих в передаче движения кинематических пар. Затем определяются параметры каждой кинематической пары, назначаются и рассчитываются диаметры шкивов, числа зубьев звездочек и шестерен, число заходов червяка, число зубьев червячного колеса и т.д.

Рассмотрим примеры выполнения кинематических схем.

Фуговальный станок типа СФА с роликовым автоподатчиком состоит из механизма резания, механизма подачи и настроечных устройств, которые закрепляются на единой станине станка (рис. 7).

Механизм резания включает в себя электродвигатель 1, который приводит в движение через клиноременную передачу со шкивами 2 и 3 ножевой вал 4.

Механизм подачи состоит из электродвигателя 5, который через конический фрикционный вариатор 6, 7, регулируемый парой винт-гайка 8, червячную пару 9, 10 и цепные передачи со звёздочками 11, 12; 13, 14; 15, 16 и 17, 18 приводит в движение исполнительные элементы в виде двух обрезиненных подающих роликов 19 и 20.

Один из подающих роликов располагается над передним столом 21, а другой – над задним столом 22. Столы, в свою очередь, базируются на эксцентриковых опорах, которые позволяют регулировать положение столов по высоте. Передний стол поднимается и опускается рукояткой 23, что приводит к установке требуемой величины срезаемого слоя с обрабатываемой заготовки. Задний стол устанавливается по касательной к окружности резания, за счет регулировки парой винт-гайка 24.

Настройка автоподатчика на высоту обрабатываемой детали осуществляется за счет одновременного поворота роликов 19 и 20 относительно верхних шарнирных опор с помощью двух тросиков 25, которые одним концом крепятся к поворотным рамкам 26 с роликами, а другим концом присоединены к ползуну 27 пинольного механизма, управляемого винтом 28. Тросики в месте перегиба опираются на ролики 29.

Подающие ролики прижимаются к заготовке собственным весом и пружинами 31. Рассмотренная схема регулирования роликов обычно рассчитывается на высоту деталей от 8 до 100 мм и позволяет исключить необходимость подъема всего механизма автоподатчика. Для удобства регулирования положения роликов на толщину доски имеется шкала 30 и стрелка, прикрепленная к поворотной рамке.

В процессе работы над кинематической схемой необходимо её изменить, дополнить недостающими позициями кинематических элементов и указать характеристики всех элементов. Например, для червячного редуктора указать число зубьев червячного колеса, число заходов червяка, модуль профиля зубьев; для звездочек – число зубьев и шаг; для винта – шаг винта и число заходов; для вариатора – диапазон регулирования; для двигателя – мощность и частоту вращения ротора двигателя.

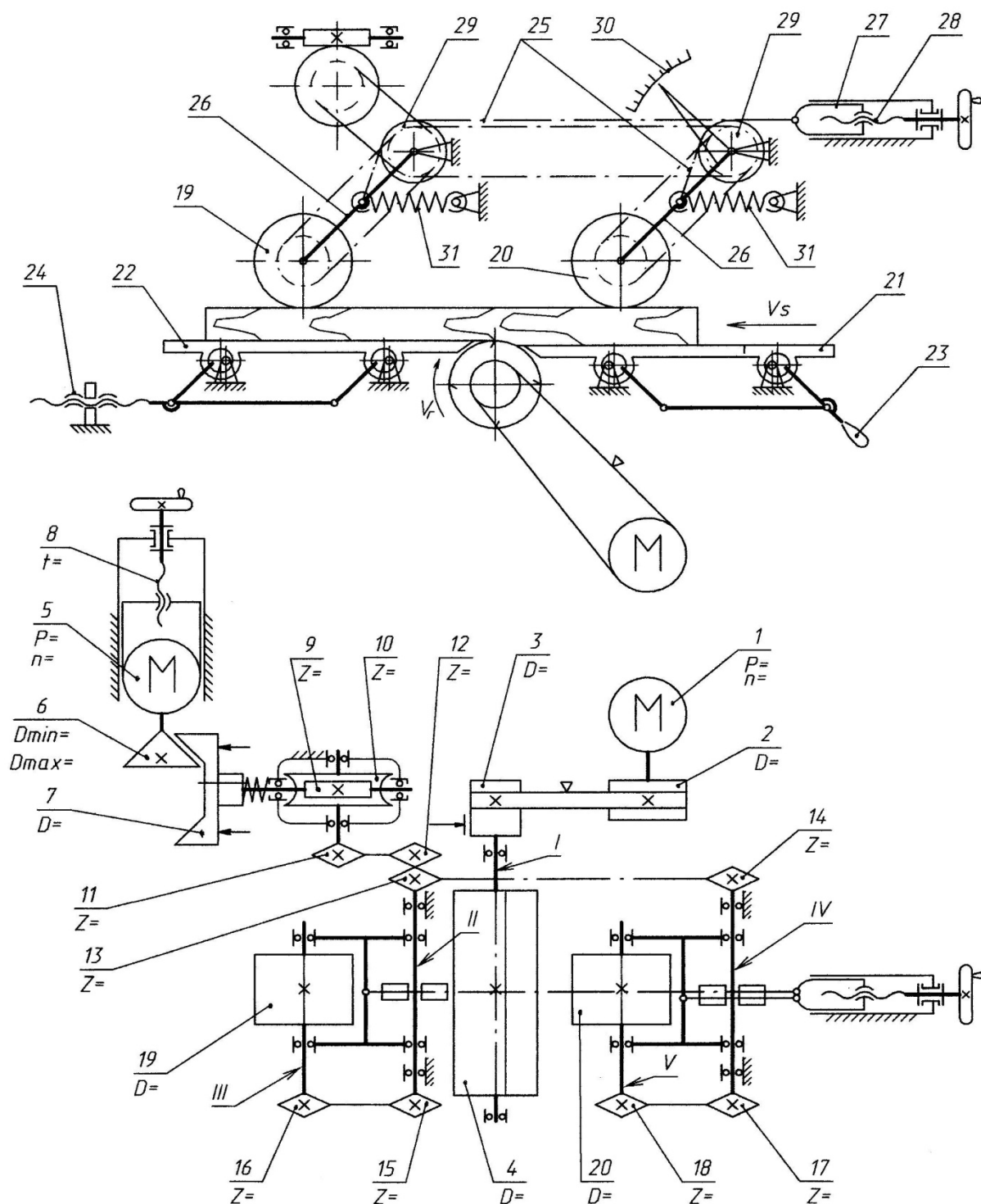


Рис. 7. Кинематическая схема фуговального станка типа СФА

С учетом передаваемой мощности модуль червячного колеса редуктора для автоподатчиков фрезерных и фуговальных станков обычно не превышает $m = 2$, шаг цепи $t = 12,7$ мм.

Работу автоподатчика описать самостоятельно. Затем привести кинематический расчет.

Круглопильный станок типа ЦА с нижним расположением пилы состоит из механизма резания, механизма подачи и настроечных устройств, которые закрепляются на единой станине станка (рис. 8).

Описание работы кинематической схемы аналогично приведенному выше описанию для фуговального станка. Отличием является наличие пильного вала вместо ножевого вала, конический вариатор заменен на клиноременный вариатор 6, обрезиненные подающие ролики заменены на подающую звездочку 16 и рифленый подающий валец с расклинивающим диском 13. Заготовка подается по столу с гладкими опорными роликами 17. Валы II и IV (рис. 7) заменены на оси II и IV (рис. 8).

3.3. Проектирование узла станка

В соответствии с принятой кинематической схемой вычерчивают расчетную схему узла, на которой проставляют размеры и действующие на узел нагрузки. Обычно в задании требуется спроектировать узел пильного вала, ножевого вала, шпинделя или подающего вальца.

Если проектируется узел резания, то на расчетной схеме проставляются силы резания F_x и F_z или их проекции F_1 и F_2 , крутящие моменты M_k и отмечаются места установки подшипниковых опор. При проектировании узла подающего вальца вместо сил резания проставляются сила прижима вальца Q и сила тяги вальца F_T .

Для определения длин консолей и расстояния между подшипниковыми опорами выполняют эскизную компоновку узла с вычерчиванием деталей узла в масштабе. Расстояние между подшипниковыми опорами должно превышать длину консоли с рабочим органом не менее чем в 2 раза.

Затем определяются опорные реакции, строятся эпюры изгибающих и крутящих моментов и рассчитываются диаметры валов. Валы рассчитываются на прочность и на жесткость. Диаметр вала, полученный при расчете на прочность, по величине бывает меньше, чем при расчете на жесткость. Поэтому расчет валов на прочность рекомендуется вести приближенно [12].

Приближенным называют проектный расчет на стадии конструктивной разработки узла. Для его выполнения необходимо построение эпюры вращающих и изгибающих моментов. По характеру эпюр устанавливают местоположение опасного сечения вала и находят его диаметр, мм:

$$d = \sqrt[3]{\frac{1000M_{\text{экв}}}{0,1[\sigma]_{-1u}}}, \quad (39)$$

где $M_{\text{экв}}$ — эквивалентный момент, Н·м;

$[\sigma]_{-1u}$ — допускаемое напряжение на изгиб, МПа, берется по справочнику, например для стали 45 $[\sigma]_{-1u} = 50...60$ МПа.

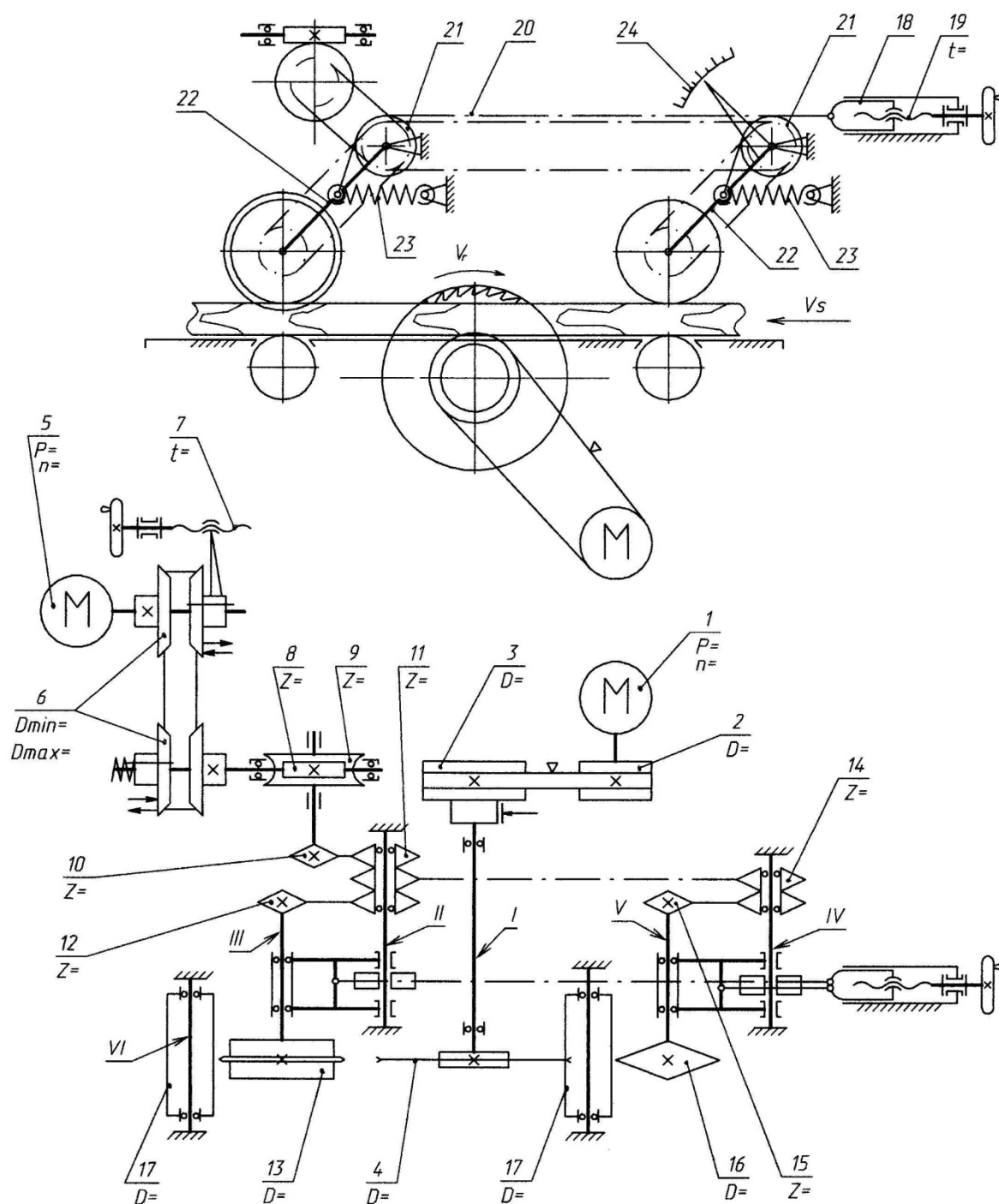


Рис. 8. Кинематическая схема круглопильного станка типа ЦА

Эквивалентный момент по энергетической теории прочности

$$M_{\text{экв}} = \sqrt{M_k^2 + 0,75M_k^2}, \quad (40)$$

где M_k – изгибающий момент в опасном сечении, взятый из эпюр изгибающих моментов, Н·м;

M_k – момент кручения (внутренний силовой фактор) равен вращающему моменту, Н·м

$$M_k = \frac{1000 \cdot P}{\omega} = \frac{30000 \cdot P}{\pi \cdot n}, \quad (41)$$

где P – потребляемая мощность, кВт;

ω – угловая скорость вала, рад/с;

n – частота вращения вала, мин⁻¹.

В качестве примера определим диаметр вала для условий когда $M_{экр} = 200$ Н·м, $[\sigma]_{-1u} = 50$ МПа.

$$d = \sqrt[3]{\frac{1000 M_{экр}}{0,1 [\sigma]_{-1u}}} = \sqrt[3]{\frac{1000 \cdot 200}{0,1 \cdot 50}} = 34,2 \text{ мм.}$$

После расчета диаметра вала, вычерчивается узловой чертеж. Окончательно диаметр вала устанавливается после подбора подшипников и проверки вала на жесткость.

При расчете на жесткость рассчитывается прогиб вала y и этот прогиб не должен превышать 1/3 части допустимой величины радиального биения вала $R_{б доп}$:

для станков среднего класса точности $R_{б доп} = 0,04$ мм;

для станков повышенного класса точности $R_{б доп} = 0,02$ мм.

Следовательно, допустимый прогиб вала $y_{доп}$ равен

$$y_{доп} \leq \frac{1}{3} R_{б доп} = (0,0066 \dots 0,0133) \text{ мм;}$$

0,0066 мм – для станков среднего класса точности;

0,0133 мм – для станков повышенного класса точности.

Стрелу прогиба вала, как правило, определяют от каждой действующей силы отдельно с последующим суммированием прогибов для одной и той же координаты вала. Для каждой координаты вала по длине прогибы от сил, действующих в одной плоскости, складывают арифметически, а прогибы от сил, действующих в разных плоскостях, складывают геометрически.

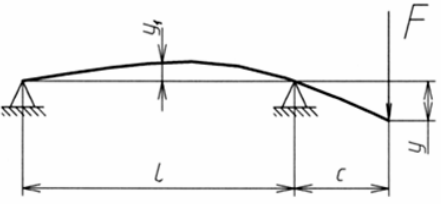
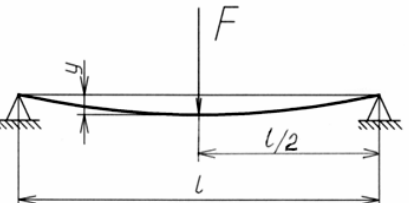
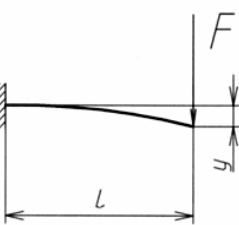
Формулы для определения прогибов вала (шпинделя) от действующих сил приведены в табл. 7 [13]. Если в опоре установлены сдвоенные подшипники или роликовый подшипник, то расчетную схему можно рассматривать как заземленную балку.

В формулах табл. 7 использованы следующие обозначения: F – сила, действующая на вал, Н; E – модуль продольной упругости, МПа, для стали $E = 2 \cdot 10^5$ МПа; J – момент инерции поперечного сечения вала, мм⁴

$$J = \frac{\pi d^4}{64}. \quad (42)$$

Таблица 7

Формулы для расчета деформации валов

Схема вала (шпинделя) и нагрузки	Формула для расчета прогиба
	$y = \frac{F}{EJ} \cdot \frac{c^2(l+c)}{3};$ $y_1 = \frac{F}{EJ} \cdot \frac{l^2 c}{9\sqrt{3}}$
	$y = \frac{F}{EJ} \cdot \frac{l^3}{48}$
	$y = \frac{F}{EJ} \cdot \frac{l^3}{3}$

Пример. На консоль пильного вала диаметром $d = 50$ мм действуют силы резания $F_x = 200$ Н и $F_z = 80$ Н, длина консоли $c = 140$ мм, расстояние между шарикоподшипниками $l = 300$ мм. Определить прогиб вала.

Решение. Определим силу, действующую на вал, геометрически сложив силы F_x и F_z :

$$F = \sqrt{F_x^2 + F_z^2} = \sqrt{200^2 + 80^2} = 215,4 \text{ Н.}$$

Момент инерции поперечного сечения вала

$$J = \frac{\pi d^4}{64} = \frac{3,14 \cdot 50^4}{64} = 306796 \text{ мм}^4.$$

Прогиб консоли вала

$$y = \frac{F}{EJ} \cdot \frac{c^2(l+c)}{3} = \frac{215,4}{2 \cdot 10^8 \cdot 306796} \cdot \frac{140^2(300+140)}{3} = 0,01 \text{ мм.}$$

Прогиб вала между подшипниками

$$y_1 = \frac{F}{EJ} \cdot \frac{l^2 c}{9\sqrt{3}} = \frac{215,4}{2 \cdot 10^8 \cdot 306796} \cdot \frac{300^2 \cdot 140}{9\sqrt{3}} = 0,00284 \text{ мм.}$$

Можно сделать вывод, что рассчитанный пильный вал удовлетворяет по жесткости требованиям к станкам среднего класса точности.

Расчетные схемы валов для фуговальных и круглопильных станков, а также примеры конструкции пильного и ножевого валов представлены на рис. 9 и 10.

При рассмотрении вала круглопильного станка видно, что для максимальной жесткости и виброустойчивости подшипники левой и правой опоры расположены в едином цилиндрическом корпусе, посадочные поверхности которого растачиваются с одной установки на размер $\varnothing 85 \text{ Н7}$.

Левая часть вала имеет фиксированное крепление относительно двух радиально-упорных шариковых подшипников типа 36209К6 с динамической грузоподъемностью $C = 32000 \text{ Н}$, предельной частотой вращения $n = 9000 \text{ мин}^{-1}$ (ГОСТ 831-75) [14].

Правая часть вала базируется на одном радиальном сферическом двухрядном шарикоподшипнике типа 1209 с динамической грузоподъемностью $C = 216000 \text{ Н}$, предельной частотой вращения $n = 7500 \text{ мин}^{-1}$ (ГОСТ 28428-90).

Выбор радиально-упорных шариковых подшипников в данном случае обусловлен повышенными требованиями к точности осевого положения пильного диска и жесткости консольного участка вала, на котором закреплен этот диск. Подшипники данного типа устанавливают парными комплектами, причем одноименные торцы наружных колец обращены друг к другу. Это дает возможность фиксировать вал в обоих осевых направлениях. Осевой зазор в подшипниках предполагается регулировать набором тонких прокладок, устанавливаемых под фланец крышки подшипника.

Как видно из рис. 9, правая опора вала базируется на подшипнике, наружное кольцо которого оставлено не закрепленным, «плавающим» в осевом направлении. Это позволяет компенсировать возможные удлинения или укорочения вала при изменении температуры.

Выбор в качестве плавающей опоры двухрядного сферического подшипника в данном случае позволяет облегчить монтаж вала, так как подшипник данного типа допускает перекося его колец до 2° . Для сравнения радиальный шариковый однорядный подшипник имеет ограничение по перекоосу внутреннего кольца в пределах $0,25^\circ$.

На разрезе А-А видно, что крышки подшипников имеют радиусный вырез для возможности установки пресс-масленки, через которую по цилиндрическим каналам пластичная смазка попадает в полости подшипников. В данном случае рекомендуется к применению прямая резьбовая масленка типа 1 по ГОСТ 19853-74 [10].

В рассматриваемой конструкции вала в качестве упорного буртика в корпусе используется пружинное упорное кольцо (ГОСТ 13941-80) [15]. Крышки подшипников при изготовлении единичных образцов нестандартного оборудования следует изготавливать из стали (Ст. 3 ГОСТ 380-80).

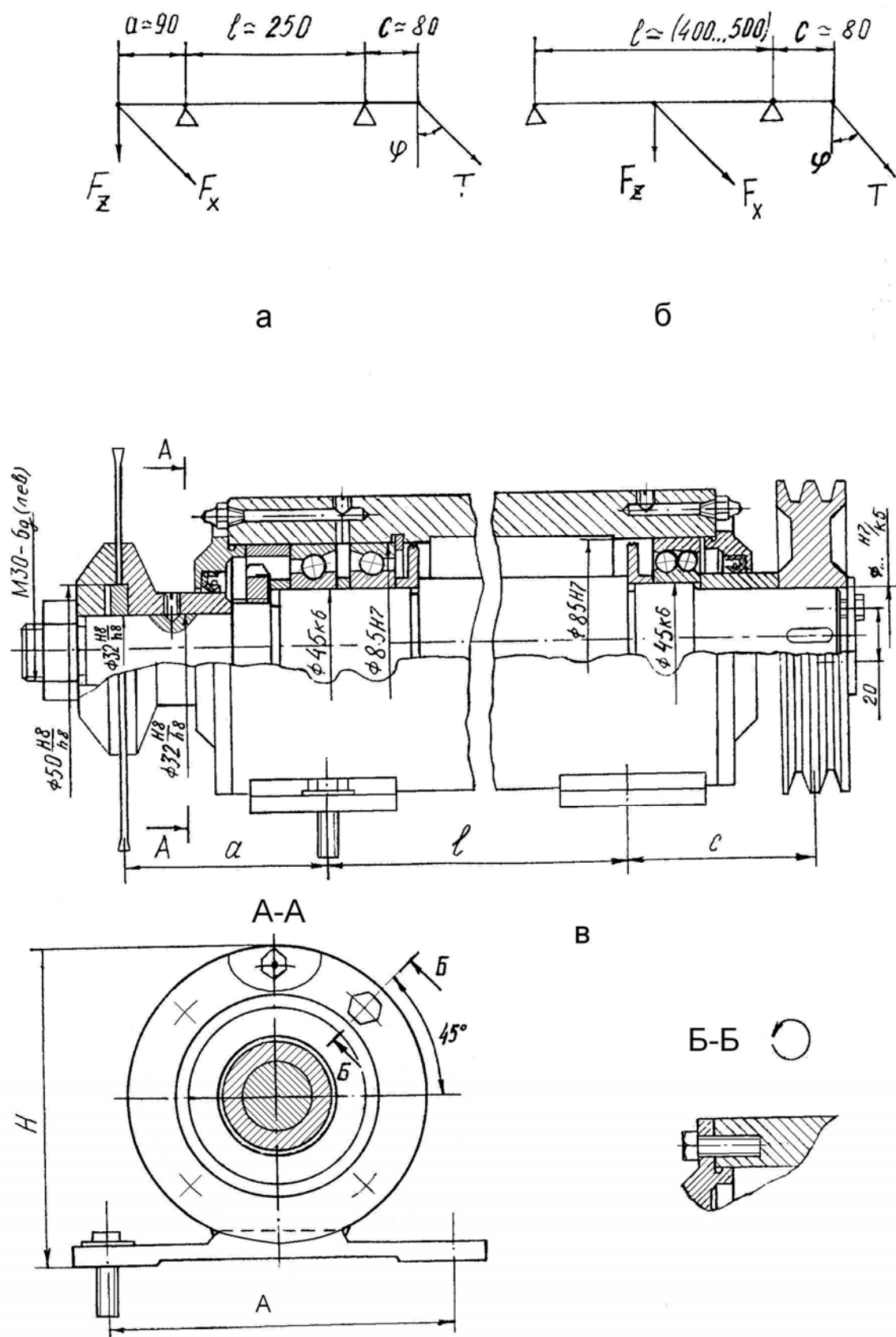


Рис. 9. Пример изображения пильного вала и расчетные схемы:
а – расчетная схема станка ЦА; б – расчетная схема станка СФА;
в – пильный вал

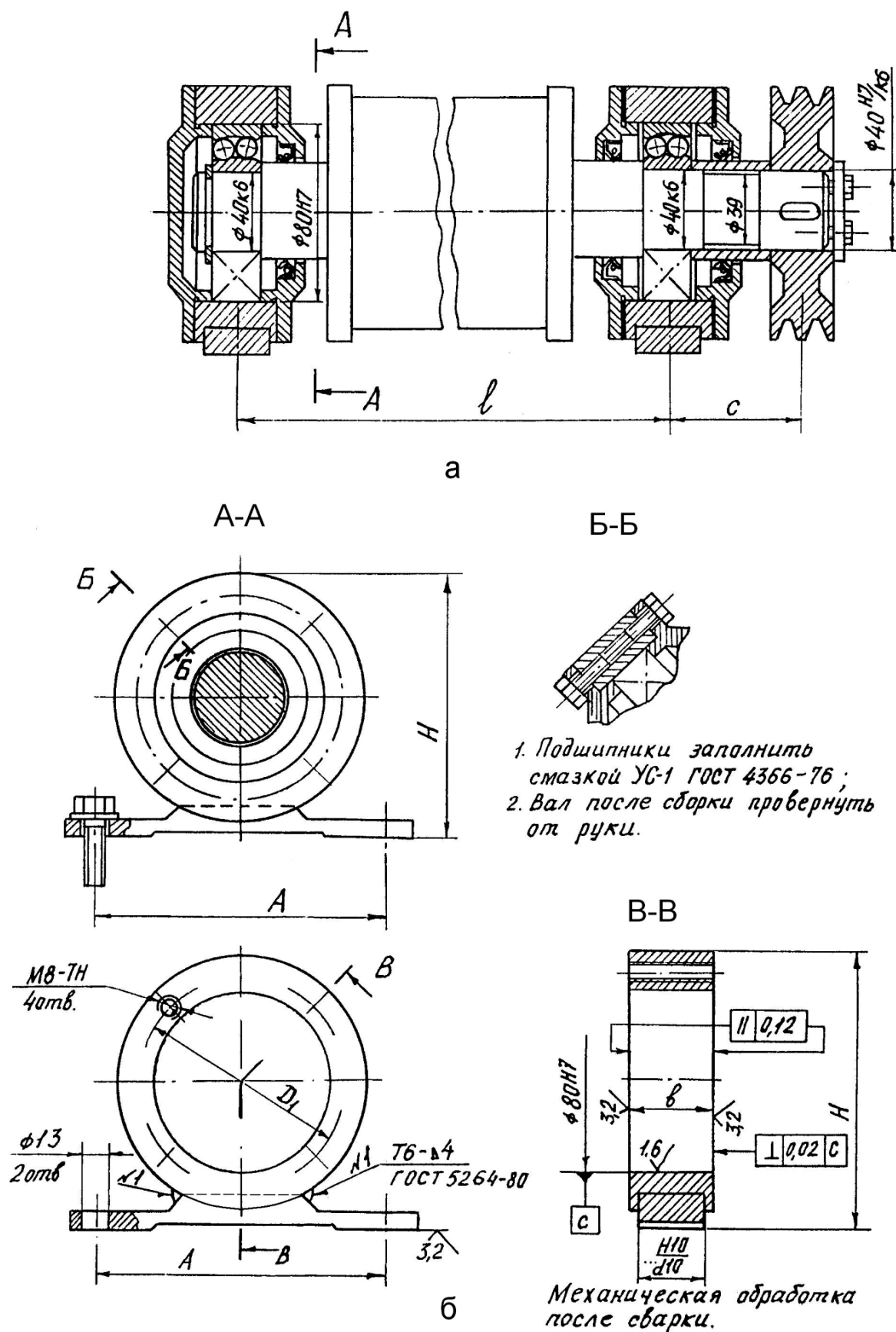


Рис. 10. Пример изображения ножевого вала:
а – конструкция ножевого вала; б – корпус подшипника

В конструкциях шпинделей чаще всего используются пластичные смазки, они проще в эксплуатации, чем жидкие, так как могут работать длительное время без замены или добавления. В последние годы наблюдается тенденция установки закрытых подшипников, не требующих замены и пополнения смазки в течение всего срока службы подшипника.

В качестве уплотнителей использованы манжетные армированные уплотнения из синтетической резины.

Требования к валу (втулке) под манжету: твердость поверхности не ниже HRC 50; допустимое отклонение не более $h8$, шероховатость не ниже 0,8 мкм с последующим полированием.

Требования к посадочным гнездам в крышке: допускаемое отклонение по H8, шероховатость поверхности не ниже 1,6 мкм.

Для предотвращения растекания смазки по всей длине вала предусмотрены специальные ограничительные кольца.

При составлении спецификации на данные валы необходимо обратить внимание на то, что корпуса подшипников идут под заголовком «сборочные единицы» и в обозначении соответственно записываются:

ЦА.01.01.00.СБ и СФА.01.01.00.СБ.

Корпуса подшипников выполнены сварными из двух деталей:
а – основание; б – стакан (цилиндр).

Для изготовления основания может быть использована прокатная сталь толщиной 10; 11; 12; 14; 16 мм. Пример обозначения широкополосной стали толщиной 12 мм и шириной 500 мм:

Полоса А12 х 500 ГОСТ 82-70 .

Ст3сп ГОСТ 14637-89

Для изготовления детали в виде цилиндра в качестве заготовки удобно использовать толстостенную трубу. При использовании подшипников с наружным диаметром $D = 80$ мм можно использовать стальную бесшовную трубу (ГОСТ 8734-75) с наружным диаметром $D_{mp} = 110$ мм при толщине стенки трубы $\delta = 16$ мм. Соответственно для подшипника $D = 85$ мм подойдет труба, у которой $D_{mp} = 120$ мм, $\delta = 18$ мм.

При вычерчивании ножевого вала, кроме основных видов, необходимо привести местные разрезы и виды в соответствии с рис.4.

Силу давления ременной передачи на вал можно определить по следующей формуле:

$$T = 3\sigma_o F z \sin \alpha/2, \quad (43)$$

где $\sigma_o = 1,8$ МПа при угле наклона передачи к горизонту не более 60° ;

F – площадь поперечного сечения ремня, мм (табл. 8);

z – количество ремней в передаче;

α – угол обхвата меньшего шкива, $\alpha > 110^\circ$

$$\alpha = 180^\circ - \left(\frac{d_2 - d_1}{A} \right) \cdot 57^\circ, \quad (44)$$

где A – межосевое расстояние, мм;

d_1 и d_2 – соответственно расчетные диаметры меньшего и большего шкивов, мм.

Таблица 8

Площадь поперечного сечения клиновых ремней

Обозначение сечения	Z (O)	A	B (Б)	C (В)
Площадь сечения, мм ²	47	81	138	230

Расчетные диаметры шкивов следует брать из следующего ряда: 63; 71; 80; 90; 100; 112; 125; 140; 160; 180; 200; 224; 250 и т.д.

Номинальная мощность, передаваемая одним ремнем данного сечения, может быть найдена по таблицам [14].

Эскизы некоторых узлов деревообрабатывающих станков, которые могут быть использованы при выполнении сборочного чертежа, приведены в приложении 2.

4. Техническая характеристика станка

Показатели технической характеристики станка располагаются в такой последовательности:

- технологические параметры станка (наибольшая и наименьшая длина, ширина, толщина обрабатываемых заготовок);
- параметры механизма резания (наименование, размеры и частота вращения инструмента);
- параметры механизма подачи (тип, скорости подачи);
- наименование и параметры установленных на станке двигателей (тип, мощность и частота вращения);
- ориентировочные габаритные размеры станка и его масса.

Заключение

В заключении подводятся итоги работы и кратко показываются основные результаты. Дается оценка принятых решений. При этом отражается изменение по сравнению с прототипами таких показателей, как производительность, экономия сырья, снижение энергоемкости процесса, улучшение качества обработки, повышение точности механизмов станка и т.д.

Библиографический список

1. Амалицкий В.В., Санев В.И. Оборудование и инструмент деревообрабатывающих предприятий. М.: Экология, 1992. 480 с.
2. Манжос Ф.М. Дереворежущие станки. М.: Лесн.пром-сть, 1974. 453 с.
3. Справочник мебельщика. Станки и инструменты; под редакцией В.П. Бухтиярова. Изд. 2-е перераб. М.: Лесн. пром-сть, 1985. 371 с.
4. Фонкин В.Ф. Справочник мастера-инструментальщика деревообрабатывающего предприятия. М.: Лесн. пром-сть, 1984. 175 с.
5. Морозов В.Г. Дереворежущий инструмент: справочник. М.: Лесн. пром-сть, 1988. 340 с.
6. Зотов Г.А., Швырев Ф.А. Подготовка и эксплуатация дереворежущего инструмента. М.: Лесн. пром-сть, 1986. 301 с.
7. Глебов И.Т. Оборудование отрасли: справочник по резанию древесины. Екатеринбург: УГЛТУ, 2009. 314 с.
8. Бершадский А.Л., Цветкова Н.И. Резание древесины. Минск: Высшая школа, 1975. 303 с.
9. Чернавский С.А. Проектирование механических передач: учебно-справочное пособие для втузов / С.А. Чернавский и др./ М.: Машиностроение, 1984. 560 с.
10. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. В 3-х т. Т. 3. М.: Машиностроение, 1992. 720 с.
11. Дунаев П. Ф., Леликов О. П. Конструирование узлов и деталей машин: учеб. пособие для машиностроит. спец. вузов. Изд. 2-е перераб. и доп. М.: Высш. шк., 1990. – 399 с.
12. Маковский Н.В. Проектирование деревообрабатывающих машин. М.: Лесн. пром-сть, 1982. 300 с.
13. Грубе А.Э., Санев В.И. Основы теории и расчета деревообрабатывающих станков, машин и автоматических линий. М.: Лесн. пром-сть, 1973. 384 с.
14. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. В 3-х т. Т.2 . М.: Машиностроение, 1992. 720 с.
15. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. В 3-х т. Т. 1. М.: Машиностроение, 1992. 816 с.

Приложения

Приложение 1

Варианты заданий для заочного факультета

№ зачетной книжки		Тип станка	Толщина детали t , мм	Толщина снимаемого слоя t , мм	Ширина детали B , мм	Шероховатость поверхн. $R_{a\max}$, мкм	Скорость резания V_z , м/с
Предпоследняя цифра	Последняя цифра						
Нечетная	1	ЦА	35	-	240	500	55
	2	СФА	-	1,2	240	60	27
	3	ЦА	40	-	230	320	60
	4	СФА	-	1,4	230	60	28
	5	ЦА	45	-	220	200	50
	6	СФА	-	1,6	220	60	30
	7	ЦА	50	-	210	800	55
	8	СФА	-	1,5	210	60	32
	9	ЦА	55	-	200	320	60
	0	СФА	-	1,6	200	60	30
Четная	1	ЦА	60	-	190	500	50
	2	СФА	-	1,7	190	60	28
	3	ЦА	65	-	180	200	55
	4	СФА	-	1,8	180	60	25
	5	ЦА	70	-	170	500	60
	6	СФА	-	2,0	170	60	27
	7	ЦА	75	-	160	320	50
	8	СФА	-	2,2	160	60	30
	9	ЦА	48	-	155	500	55
	0	СФА	-	2,4	155	60	32

Порода обрабатываемых деталей – сосна, $W = 15 \%$.

Масса одной детали для ЦА $m = 15...30$ кг, для СФА – $m = 5...12$ кг.

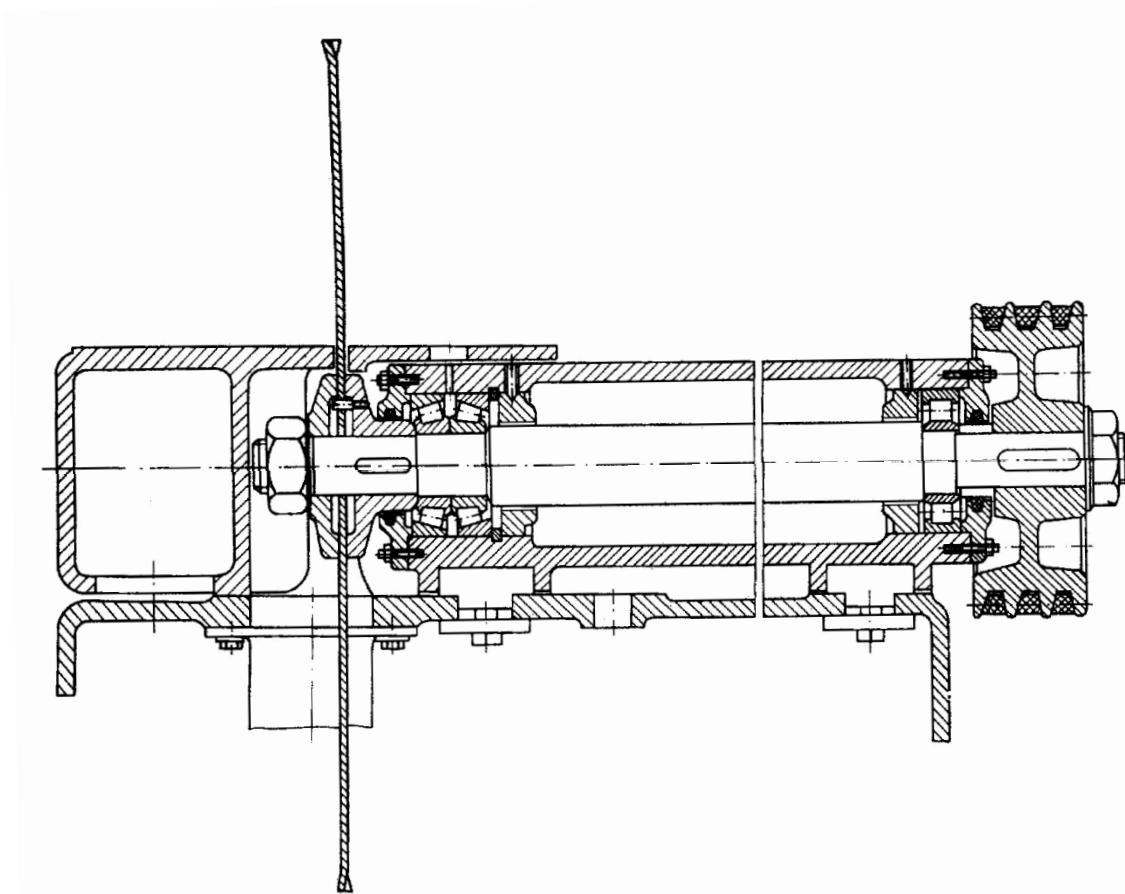


Рис. П1. Пильный вал круглопильного станка

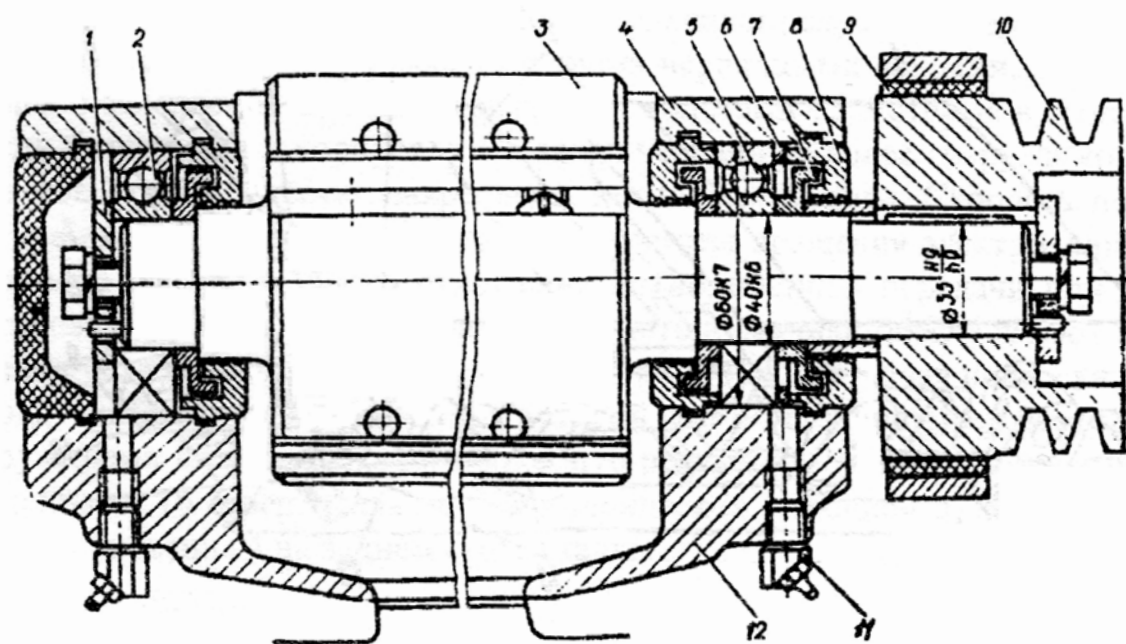


Рис. П2. Ножевой вал фуговального станка

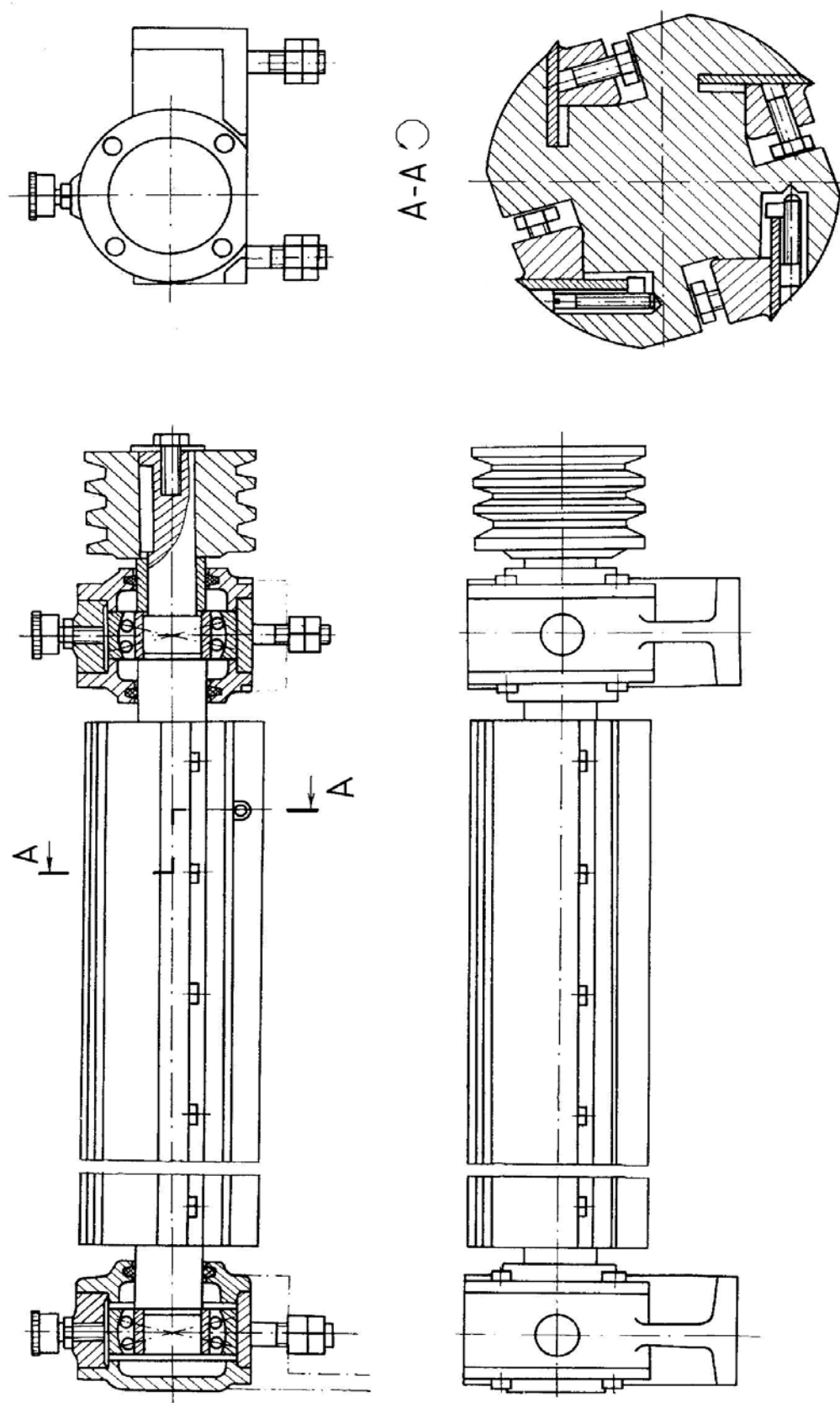


Рис. ПЗ. Ножевой вал рейсмусового станка

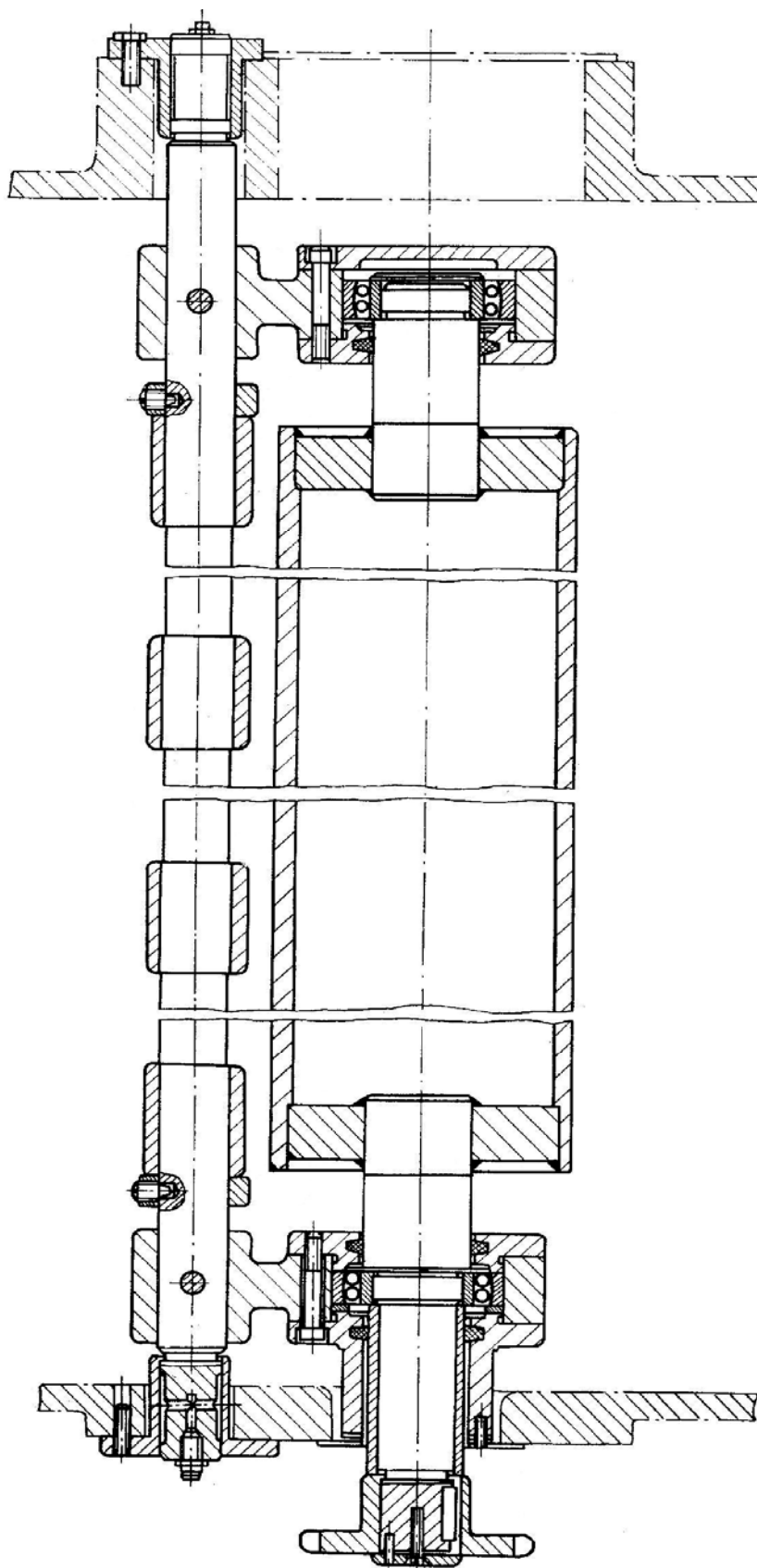


Рис. П4. Задний подающий валец рейсмусового станка

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	3
Содержание и объем курсового проекта	3
Методические указания и справочные материалы к выполнению отдельных разделов курсового проекта	4
Введение	4
1. Обзор конструкций аналогичных станков	4
2. Технологическая часть	4
2.1. Разработка технологической схемы	4
2.2. Выбор параметров дереворежущего инструмента и подготовка его к работе	5
2.2.1. Пиление ленточными пилами	5
2.2.2. Пиление круглыми пилами	7
2.2.3. Продольное встречное цилиндрическое фрезерование	10
2.3. Расчет режимов резания	12
2.3.1. Пиление ленточными пилами	15
2.3.2. Продольное пиление круглыми пилами	17
2.3.3. Продольное встречное цилиндрическое фрезерование	20
3. Расчетно-конструкторская часть	23
3.1. Расчет тягового усилия	23
3.2. Разработка кинематической схемы и выбор привода	26
3.3. Проектирование узла станка	30
4. Техническая характеристика станка	38
Заключение	38
Библиографический список	39
Приложения	40
Содержание	44